

Новосёлов Владимир Борисович

**РАЗРАБОТКА МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ И
СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭЛЕКТРОГИДРАВЛИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ
РЕГУЛИРОВАНИЯ И ЗАЩИТЫ ПАРОВЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ
ТУРБИН И ИХ ЭЛЕМЕНТОВ**

05.04.12 – Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Екатеринбург – 2014

Работа выполнена в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» на кафедре «Турбины и двигатели» и в Закрытом акционерном обществе «Уральский турбинный завод»

Научный консультант: доктор технических наук, профессор,
Бродов Юрий Миронович

Официальные оппоненты: **Аракелян Эдик Койрунович**, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «Национальный исследовательский университет – Московский энергетический институт», профессор кафедры автоматизированных систем управления тепловыми процессами;

Хоменок Леонид Арсеньевич, доктор технических наук, профессор, ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова» (ОАО «НПО ЦКТИ»), заместитель генерального директора;

Шарапов Владимир Иванович, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «Ульяновский государственный технический университет», заведующий кафедрой «Теплогазоснабжение и вентиляция»

Ведущая организация: ОАО «Всероссийский теплотехнический институт», г. Москва

Защита состоится 21 ноября 2014 г. в 14:00 ч на заседании диссертационного совета Д 212.285.07 на базе ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» по адресу: г. Екатеринбург, ул. Софьи Ковалевской, 5, ауд. Т-703.; факс (343) 375-94-62, e-mail: d21228507@gmail.com, vnowoselov@mail.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке и на сайте ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», <http://dissovet.science.urfu.ru/news2/>

Автореферат разослан «___» _____ 2014 г.

Ученый секретарь
Диссертационного совета

Аронсон Константин Эрленович

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В современных условиях непрерывно растут требования к качеству электрической энергии. Определяющую роль в обеспечении этого качества принадлежит паротурбинным генераторам, и их паровым турбинам, системы автоматического регулирования которых (регуляторы частоты вращения - скорости) реализуют функцию первичного регулирования частоты сети. В условиях крайне незначительного в течение длительного периода ввода новых генерирующих мощностей с паровыми турбинами, оснащёнными современными системами автоматического регулирования, такая задача представляется трудно осуществимой. Потому единственной возможностью относительно эффективного продвижения в этом направлении является оснащение электрогидравлическими системами регулирования и защиты (ЭГСРиЗ) турбин, находящихся в эксплуатации. Такие работы могут быть выполнены в период текущих, капитальных и средних ремонтов, при этом количество модернизированных систем регулирования и защиты (СРиЗ) может на порядок превосходить количество вводимого вновь оборудования. Особое значение приобретает модернизация СРиЗ теплофикационных паровых турбин, в силу их конструктивной и технологической сложности.

При реализации работ по оснащению всех (новых и модернизируемых) паровых турбин ЭГСРиЗ основной задачей является внешняя - оптимизация их характеристик с позиций энергосистемных задач регулирования частоты и мощности. Другой не менее важной задачей является внутренняя задача системы регулирования по обеспечению длительной эксплуатационной надёжности турбоагрегата в целом. В итоге, обе поставленные цели объединяются в определении необходимого качества ЭГСРиЗ.

Обеспечение безопасности работы турбогенератора в условиях непрерывно изменяющихся внешних условий и при возникновении аварийных ситуаций является другой чрезвычайно актуальной задачей, тесно переплетающейся с обеспечением эксплуатационной надёжности. Значительная

часть процедур, обеспечивающих надёжность систем защиты турбоагрегата, требует проведение их периодических нормативных испытаний (расхаживание, опробование, разгон), представляющих самостоятельную опасность в условиях значительной массовой выработки ресурса оборудования. В связи с этим актуальной представляется задача оптимизации системы защиты турбоагрегата, позволяющей с одной стороны повысить уровень информационного контроля органов защиты, и с другой стороны - уменьшить необходимое количество её испытаний, снижающих в общем случае ресурс турбоагрегата в целом.

Известно, что надёжность работы теплофикационных турбин при сбросах электрической нагрузки в значительной мере зависит от величины обратных потоков пара из теплообменных аппаратов, подключенных к камерам отборов турбины. Для определения возможности применения того или иного способа защиты от обратных потоков необходим объективный учёт их влияния на результирующее повышение частоты вращения ротора, в особенности - при наличии в подогревателях и их конденсатосборниках значительных количеств конденсата.

Другой характерной особенностью функционирования систем регулирования теплофикационных турбин является применение поворотных регулирующих диафрагм (ПРД) для управления регулируемыми отборами пара. Анализ литературы показал, что вопросы эффективности использования ПРД, в частности их привода, исследованы недостаточно. Значительная часть мощности привода оказывается невостребованной, что снижает в целом эксплуатационные и экономические показатели турбоустановки в целом.

Особенностью современной микропроцессорной системы регулирования и защиты паровых турбин является максимально возможное упрощение гидромеханической части (по сравнению с механогидравлическими и гидродинамическими САР). Важнейшим элементом такого упрощения являются электрические обратные связи, обеспечивающие работу электрической части системы регулирования (ЭЧСР). Заводы-изготовители паровых турбин применяют электрические обратные связи исходя в

значительной степени из конструктивных и традиционных представлений. Представляется необходимым проведение комплексных исследований используемых датчиков электрических обратных связей и их приводов, поскольку их длительная надёжная и качественная работа напрямую связана с обеспечением безопасности, надёжности и эффективности турбоагрегата (турбоустановки) в целом.

Опыт практического проектирования ЭГСРиЗ паровых турбин показывает, что для принятия эффективных решений в большинстве случаев недостаточно существующих теоретических и экспериментальных исследований. Значение разработки новых методик расчётов на основе апробированных теоретических методов исследования, в некоторой степени замещающих отсутствие экспериментальных данных, становится в современных условиях особенно актуальным.

Объектом исследования и разработки являются электрогидравлическая система регулирования и защиты паровых теплофикационных турбин и их элементы, методы их моделирования, исследования и расчёта, а также их практическая реализация в серийном производстве заводов-изготовителей паровых турбин и энергоремонтными предприятиями.

Целью исследования является разработка методов анализа, расчёта и проектирования электрогидравлической системы регулирования и защиты паровых теплофикационных турбин и их отдельных элементов.

Задачи исследования

- Разработка методов исследования и анализ на их основе контура регулирования частоты вращения ЭГСРиЗ паровой турбины семейства Т-100-130 с целью его оптимизации.
- Разработка обобщённых методов исследования контура регулирования частоты вращения электрогидравлической системы регулирования и защиты паровой турбины с произвольной динамической характеристикой, анализ контура с целью определения диапазонов его оптимальных характеристик.

- Разработка и исследование многоканальных систем защиты паровой турбины, имеющих различное конструктивное исполнение и работающих по различным логическим схемам.
- Разработка уточнённой методики исследования и расчёта работы «вскипающего» пара из подогревателей паровой турбины при сбросе электрической нагрузки и отключении генератора от сети.
- Разработка методики исследования и расчёта привода регулирующей поворотной диафрагмы теплофикационной паровой турбины с целью оптимизации использования его силовой характеристики.
- Разработка методики расчёта и исследования кинематической рычажной схемы привода датчика положения сервомотора регулирующего органа паровой турбины, выполненного на основе электрического энкодера.
- Апробация и реализация результатов перечисленных выше исследований в серийной ЭГСРиЗ паровых турбин ЗАО «Уральский турбинный завод», в структуре оборудования турбоустановок с турбинами УТЗ, в проектах модернизации СРиЗ паровых турбин любых типов (Т, ПТ, К, Р и др.) различных заводов-изготовителей (ЛМЗ, КТЗ, ТА и др.), разрабатываемых и внедряемых энергоремонтными предприятиями.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- Разработаны математические модели контура регулирования частоты вращения (РЧВ) паровой теплофикационной турбины семейства Т-100-130 для гидродинамических и электрогидравлических систем регулирования; определены области оптимальных параметров РЧВ. Выявлена роль усиления в регуляторе положения сервомотора регулирующих клапанов: показано, что повышение усиления математически эквивалентно повышению быстродействия поршня сервомотора, что может быть эффективно использовано в процессах регулирования (в малых колебаниях) для повышения устойчивости контура.
- На основе разработанных автором моделей РЧВ в составе ЭГСРиЗ паровой турбины семейства Т-100-130, разработаны обобщённые математические

модели контура ЧВ для турбин с различными динамическими характеристиками роторов. Предложен метод обобщения моделей, позволяющий существенно сократить количество её переменных параметров: в качестве базовой (масштабной) постоянной времени выбрана постоянная времени поршня сервомотора. Выполнены исследования контура ЧВ для турбин с различными постоянными времени роторов и РЧВ с различными законами регулирования: П, ПИ, ПД. Получены области оптимальных значений параметров РЧВ, соответствующие наилучшему соотношению быстродействия и устойчивости контура ЧВ.

- Выполнен анализ различных структурных схем систем защиты турбины с позиций количества каналов защиты, конструктивных особенностей (золотниковая – беззолотниковая, проточная - отсечная) и логической схемы системы формирования сигнала защиты. Показано, что минимально возможной логической схемой, позволяющей выполнять поканальную проверку системы защиты в любых вариантах исполнения, является «2 из 3». Разработаны, исследованы, прошли апробацию и практически реализованы различные конструктивные системы защиты паровых турбин. Доказано, что для турбин УТЗ наиболее простой и надёжный вариант системы защиты, выполняемый по беззолотниковой отсечной схеме, может быть реализован минимально в 4-х канальном исполнении: практически такая система реализована 5-канальной.
- Разработана методика расчёта работы «вскипающего» пара подогревателей паровой турбины при сбросе турбоагрегатом электрической нагрузки с отключением генератора от сети; выполнено уточнение методики с учётом переменности количества воды в подогревателе и параметров воды и пара на линии насыщения. Показана практическая возможность точного определения работы «вскипающего» пара как для парового объёма с сосредоточенными параметрами с использованием усредняющего коэффициента. На основе предложенной автором уточнённой методики

выполнены вариантные расчёты применительно к отдельным теплообменным аппаратам турбины семейства Т-100-130.

- Выполнено исследование кинематической схемы привода сервомотора поворотной регулирующей диафрагмы (ПРД). Автором предложена и исследована «нелинейная» кинематическая схема привода ПРД. Разработана математическая модель парового нагружения кольца ПРД и методика расчёта силовых характеристик сервомотора ПРД. Доказано, что применение «нелинейного» привода ПРД эффективно как при новом проектировании (уменьшение объёма сервомотора ПРД), так и при модернизации (реконструкции) привода (повышение запаса усилия в наиболее нагруженном состоянии ПРД).
- Разработана математическая модель рычажного привода датчика положения сервомотора регулирующего органа турбины (ДПС) на основе поворотного электрического энкодера. Автором разработана методика исследования рычажного привода ДПС на линейность. Выполнено исследование и найдена оптимальная конфигурация рычажного привода ДПС, сочетающая компактность и линейность передачи прямолинейного движения поршня сервомотора в поворотное движение вала энкодера (нелинейность не превышает 0,44 % от величины хода сервомотора) при угле поворота вала датчика $\sim 90^\circ$, что практически не требует применения процедуры линеаризации сигнала обратной связи для задач управления, отображения и контроля паровой турбины. Результаты исследования рычажного привода ДПС могут быть использованы в любых конструкциях с рычажной кинематической схемой, когда имеется необходимость наиболее точного преобразования линейного движения во вращательное и наоборот.

Все основные научные результаты реализованы и используются в системах и узлах регулирования паровых теплофикационных турбин ЗАО УТЗ (вновь изготавливаемых и модернизируемых), а также в модернизированных системах регулирования и защиты паровых турбины, реализованных ОАО «Уралэнергоремонт» (УЭР) и другими энергоремонтными предприятиями.

Результаты исследований подтверждены натурными испытаниями на стендах ЗАО УТЗ, при наладке систем регулирования и защиты на ряде ТЭЦ, а также в процессе их эксплуатации.

Основные положения, выносимые на защиту:

- Результаты комплекса исследований по определению оптимальных параметров контура РЧВ паровой турбины семейства Т-100-130 с ЭГСРиЗ.
- Концепцию обобщения способа исследования контура регулирования частоты вращения паровых турбин с произвольными динамическими характеристиками ротора турбоагрегата и результаты исследований для различных в динамическом отношении турбоагрегатов и различных законов РЧВ.
- Структурные и конструктивные решения по организации многоканальной системы защиты турбины, работающей по логической схеме, позволяющей автоматизировать проверку защиты на работающей турбине под нагрузкой без её останова, а также методики их расчёта и выполненные на их основе исследования различных вариантов защиты.
- Уточнённые методики расчёта работы «вскипающего» пара подогревателей паровой турбины при сбросе нагрузки турбоагрегатом с отключением генератора от сети, учитывающие переменность количества воды в подогревателе и параметров воды и пара на линии насыщения.
- Концепцию и конструктивные решения по оптимизации привода поворотного кольца регулирующей диафрагмы паровой теплофикационной турбины по нелинейной кинематической схеме и методику расчёта характеристик такого привода, а также результаты исследований привода с целью его оптимизации.
- Концепцию и методику исследования и расчёта характеристик рычажного привода датчика положения сервомотора ЭГСРиЗ паровой турбины, выполненного на основе электрического энкодера, а так же результаты исследования работы привода с целью его оптимизации.
- Результаты апробации и реализации перечисленных выше исследований в серийное производство новых и модернизацию действующих

теплофикационных паровых турбин, в разработку серийной микропроцессорной ЭГСРиЗ паровых турбин ЗАО «Уральский турбинный завод».

Достоверность и обоснованность работы обеспечивается использованием апробированных методов аналитического исследования устойчивости и качества системы регулирования; использованием достоверных данных о параметрах системы регулирования, принятых из известных расчётных, эксплуатационных и экспериментальных данных заводов-изготовителей паровых турбин; использованием известного надёжного прикладного программного обеспечения для выполнения комплексных расчётных исследований; использованием уточнённых расчётных моделей, приближающих математическое описание объектов исследования к их реальному физическому состоянию; апробацией и подтверждением результатов исследования в работе новых и модернизируемых паровых турбин в различных условиях эксплуатации; участием в пусконаладочных работах и приёмосдаточных испытаниях турбин на электростанциях, подтверждающих результаты исследований; длительным опытом надёжной эксплуатации большого числа паровых турбин, на которых реализованы результаты исследований.

Практическая значимость заключается в том, что все результаты исследований реализованы в конструкциях новых паровых теплофикационных турбин ЗАО «Уральский турбинный завод» и их систем регулирования, а также использованы в проектах модернизации паровых турбин УТЗ, находящихся в эксплуатации; результаты исследований уже использованы и могут быть в дальнейшем использоваться для паровых турбин всех типов других заводов-изготовителей; уточнённые методики расчётов позволяют объективно обосновать выбор средств защиты турбоагрегата в аварийных ситуациях и, тем самым, снизить соответствующие затраты на их реализацию.

Реализация результатов работы. Результаты работы уже используются в проектах новых и модернизируемых турбин всех типов, выпускаемых ЗАО

«Уральский турбинный завод», в проектах модернизируемых систем регулирования, выполненных ОАО «Уралэнергоремонт». ЭГСРиЗ, разработанные на основе исследований автора уже установлены и эксплуатируются более чем на 50 турбоагрегатах более чем 40 ТЭС России и др. стран, в частности: Минской ТЭЦ-3, Выборгской ТЭЦ, Василеостровской ТЭЦ, Невинномысской ГРЭС, Тольяттинской ТЭЦ, Краснодарской ТЭЦ, Новосибирской ТЭЦ-4, Улан-Уденской ТЭЦ, Павлодарской ТЭЦ-3, Астанинской ТЭЦ-2 и мн. др.

Разработанные и уточнённые автором методики расчётов уже используются при проектировании паровых теплофикационных турбин и их систем регулирования и защиты в ЗАО «Уральский турбинный завод», в ОАО «Уралэнергоремонт» и др. организациях. Основные результаты диссертационной работы вошли в монографию «Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода» (два издания), в учебное пособие «Регулирование и автоматизация паровых турбин и газотурбинных установок»; ряд учебно-методических пособий; используются при чтении спецкурсов студентам вузов, а также специалистам – энергетикам в системе переподготовки и повышения квалификации.

Личный вклад автора заключается в постановке задач исследований качества системы регулирования, разработке математических моделей системы регулирования частоты вращения в различных конструктивных исполнениях и исследовании на их основе качества системы с различными законами регулирования; в разработке и обосновании методов обобщения математических моделей системы регулирования для турбоагрегатов с различными динамическими характеристиками; в уточнении методики расчёта работы вторичного («вскипающего») пара подогревателей паровой турбины при сбросе турбоагрегатом электрической нагрузки; в разработке различных вариантов многоканальной защиты турбоагрегата; в разработке концепции и методики расчёта и исследования нелинейной кинематической схемы привода регулирующей диафрагмы паровой теплофикационной турбины; в разработке

методики расчёта и исследовании рычажной кинематической схемы привода датчика положения сервомотора паровой турбины на основе электрического энкодера; в проведении на основе разработанных и уточнённых методик и моделей исследований, направленных на оптимизацию качественных и надёжностных характеристик паровых турбин; в непосредственной реализации результатов исследований в проектах паровых турбин и их систем регулирования ЗАО «Уральский турбинный завод» и в проектах реконструкции систем регулирования и защиты ОАО «Уралэнергоремонт»; в переводе системы регулирования и защиты паровых турбин ЗАО «Уральский турбинный завод» из гидродинамической в электрогидравлическую.

Апробация работы. Основные результаты работы докладывались на 1-й, 2-й, 3-й, 4-й и 5-й Международной научно-практической конференции «Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта» (Екатеринбург, 1995, 1998, 2001, 2004, 2007 г.г.); 1-м, 2-м, 3-м, 4-м, 5-м и 6-м совещаниях по повышению надёжности систем автоматического регулирования паровых турбин (Екатеринбург: 1998, 1999, 2000, 2001; Среднеуральск: 2001, 2003 г.г.), Международной выставке «Russia Power, 14-16 March 2006, Expocentr, Moscow, Russia», ряде региональных конференций, совещаний и семинаров.

Публикации. Основные результаты диссертационной работы опубликованы в 42 различных изданиях (из них 21 относятся к изданиям, рекомендуемым ВАК для опубликования результатов при защите докторских диссертаций), в том числе: в монографии (2 издания), 11 авторских свидетельствах на изобретения, 1 свидетельстве на полезную модель, а также вошли в 1 учебное пособие (2 издания) и несколько учебно-методических пособий.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, восьми глав, заключения и списка литературных источников, насчитывающего 311 наименований. Весь материал изложен на 417 страницах машинописного текста, содержит 154 рисунка и 16 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выбранной темы, сформулированы цель, основные задачи исследования, выносимые на защиту положения, научная новизна, практическая значимость и реализация результатов работы.

В первой главе представлен обзор публикаций, посвященных разработке и исследованию систем регулирования и защиты теплофикационных паровых турбин. На основе критического анализа и обобщения литературных данных определены направления дополнительных исследований, сформулированы задачи исследования.

Во второй главе представлены результаты исследования и оптимизации параметров системы регулирования частоты вращения (СР ЧВ) паровой теплофикационной турбины семейства Т-100-130 УТЗ, а также методов обобщения моделей СР ЧВ электрогидравлических систем регулирования и защиты паровых турбин с различными динамическими характеристиками. Получены оптимальные значения параметров СР ЧВ, реализующих различные (П-, ПИ-, ПД) законы регулирования.

Разработаны типовые математические модели СР ЧВ паровой турбины семейства Т-100-130 в гидродинамическом и электрогидравлическом исполнении. Выполнено исследование качества СР ЧВ.

Показано, что математическая модель гидродинамической СР ЧВ с пропорциональным (П-) регулятором ЧВ в общем случае имеет следующий вид (в изображениях по Лапласу):

$$\left\{ \begin{array}{ll} T_{\delta} p \Phi = \rho_{\tau} - \rho_{\Gamma} & \text{ротор турбогенератора} \\ (T_p p + 1) \mu_p = \Phi_{зд} - \Phi & \text{П – регулятор ЧВ} \\ (T_{oz} p + 1) \mu_{oz} = \mu_p + \mu_y - \mu_c & \text{отсечной золотник} \\ T_c p \mu_c = \mu_{oz} & \text{поршень сервомотора} \\ (T_{по} p + 1) \rho_{\tau} = \mu_c & \text{паровые объёмы (мощность)} \end{array} \right. \quad (1)$$

Анализ качества системы (1) выполнен на основе положения корней её характеристического уравнения:

$$(T_p p + 1)(T_{oz} T_c p^2 + T_c p + 1)(T_{по} p + 1)T_{\delta} p + 1 = 0. \quad (2)$$

Установлено, что качество гидродинамической СР ЧВ (1) относительно невысокое (степень затухания колебаний составляет $\zeta=47\%$) и может быть существенно улучшено только за счёт значительного повышения быстродействия сервомотора, что в абсолютном смысле физически невозможно из-за ограничений по производительности главного масляного насоса (ГМН).

Исследована возможность увеличения усиления во внутреннем контуре СР ЧВ – в контуре положения сервомотора (позиционере). Для этого в уравнение отсечного золотника автором дополнительно введен коэффициент усиления k_{oz} :

$$(T_{oz}p + 1)\mu_{oz} = k_{oz}(\mu_p + \mu_y - \mu_c) \quad (3)$$

показывающий, насколько интенсивнее перемещается отсечной золотник по сравнению со штатным вариантом.

Доказано, что математически введение такого усиления эквивалентно пропорциональному повышению быстродействия сервомотора, которое может быть реализовано в процессах управления (в малых колебаниях) без повышения производительности ГМН. Это позволяет значительно улучшить качество СР ЧВ (довести до $\zeta \geq 90\%$). Показано, что повышение усиления в позиционере является основным фактором повышения качества (устойчивости) контура ЧВ.

Анализ электрогидравлической СР ЧВ производился применительно к схеме с ЭГП, управляющим отсечным золотником сервомотора регулирующих клапанов турбины, математическая модель которой имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_{\delta}p\varphi = p_T - p_r, \\ (T_{\varphi}^*p + 1)\varphi^* = \varphi, \\ (T_{p\varphi}p + 1)\mu_{p\varphi} = \varphi_{зд} - \varphi^*, \\ (T_{pc}p + 1)\mu_{pc} = \mu_{p\varphi} + \mu_y - \mu_c^*, \\ (T_{\vartheta}p + 1)\mu_{\vartheta} = k\mu_{pc} \\ (T_{oz}p + 1)\mu_{oz} = \mu_{\vartheta} \\ T_cp\mu_c = \mu_{oz}, \\ (T_c^*p + 1)\mu_c^* = \mu_c, \\ (T_{по}p + 1)p_T = \mu_c. \end{array} \right. \quad (4)$$

где дополнительно: k – коэффициент усиления позиционера, аналогичный k_{03} в формуле (3); постоянные времени: T_ϕ^* , T_c^* – измерителя частоты вращения и датчика положения сервомотора соответственно; $T_{р\phi}$, $T_{рc}$ – регуляторов частоты вращения и положения сервомотора соответственно; T_γ – золотника ЭГП.

Качество СР ЧВ (4) определялось путём анализа корневых годографов характеристического уравнения:

$$\begin{aligned} &[(T_c^*p + 1)(T_{рc}p + 1)(T_\gamma p + 1)(T_{03}p + 1)T_cp + k] \times \\ &\times (T_{р\phi}p + 1)(T_{пo}p + 1)(T_\phi^*p + 1)T_\delta p + k(T_c^*p + 1) = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Результаты исследования для П-регулятора ЧВ представлены на рис. 1.

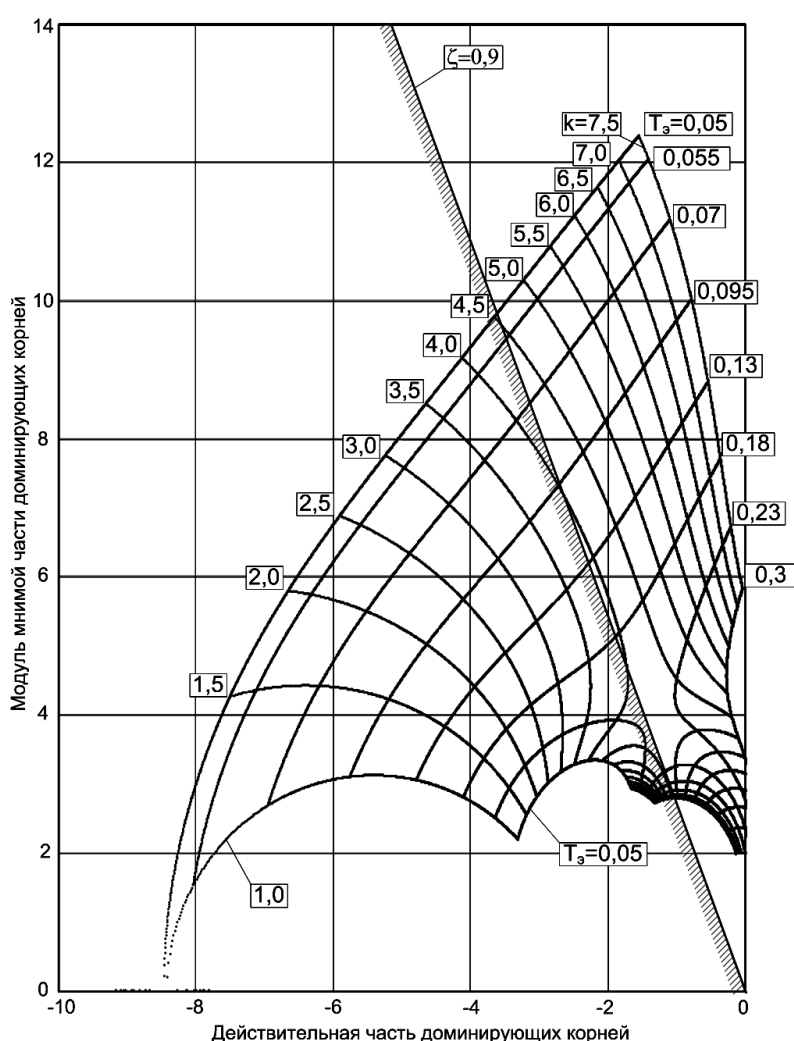


Рис. 1. Траектории двух пар доминирующих корней характеристического уравнения ЭГСР при вариациях постоянной времени ЭГП (T_γ) и коэффициента усиления в контуре позиционирования (k). Здесь и далее показаны только корни с положительной мнимой частью.

Показано, что в СР ЧВ турбины семейства Т-100-130 оптимальное усиление в электрогидравлическом позиционере при обеспечении высокого качества (степень затухания $\zeta \geq 0,9$) превосходит усиление в гидродинамическом позиционере в 4,0-4,5 раза.

Определен диапазон быстродействия ЭГП ($T_\gamma \leq 0,15$ с), обеспечивающий высокое качество СР ЧВ ($\zeta \geq 0,9$).

Выполнено исследование работы СР ЧВ турбины семейства Т-100-130 с ПИ-регулятором ЧВ в составе ЭГСРиЗ:

$$(T_{p\phi}p + 1)\mu_{p\phi} = (1 + \frac{1}{T_{и}p})(\varphi_{зд} - \varphi^*). \quad (6)$$

Соответствующее характеристическое уравнение контура ЧВ имеет вид:

$$\begin{aligned} &[(T_c^*p + 1)(T_{pc}p + 1)(T_{э}p + 1)(T_{оз}p + 1)T_cp + k] \times \\ &\times (T_{p\phi}p + 1)(T_{по}p + 1)(T_{\phi}^*p + 1)T_{\delta}T_{и}p^2 + k(T_{и}p + 1)(T_c^*p + 1) = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Показано, что оптимальное значение И-составляющей регулятора ЧВ составляет величину $T_{и} \geq 10 - 12$ с, при этом усиление k контура позиционера и качество (устойчивость) соответствуют контуру с П-регулятором ЧВ.

Выполнено исследование работы САР ЧВ турбины семейства Т-100-130 с ПД-регулятором ЧВ в составе ЭГСРиЗ:

$$(T_{p\phi}p + 1)\mu_{p\phi} = (T_dp + 1)(\varphi_{зд} - \varphi^*). \quad (8)$$

Показано, что в этом случае характеристическое уравнение контура ЧВ имеет вид:

$$\begin{aligned} &(T_{p\phi}p + 1)[(T_{pc}p + 1)(T_{э}p + 1)(T_{оз}p + 1)T_cp(T_c^*p + 1) + k] \times \\ &\times (T_{по}p + 1)T_{\delta}p(T_{\phi}^*p + 1) + k(T_dp + 1)(T_c^*p + 1) = 0. \end{aligned} \quad (9)$$

Определено оптимальное значение постоянной времени дифференцирования $T_d \approx 0,2 - 0,3$ с ПД-регулятора ЧВ.

Показано, что усиление позиционера k в этом случае может быть снижено до значения 3, что положительно сказывается на ресурсе ЭГП.

Предложен и обоснован метод обобщения уравнений математической модели контура ЧВ электрогидравлической системы регулирования паровых турбин с различными динамическими характеристиками роторов турбоагрегатов (постоянной времени T_{δ}), заключающийся в масштабировании характеристического уравнения системы по времени и выборе в качестве базовой (масштабной) величины постоянной времени сервомотора регулирующих клапанов (T_c), как наиболее стабильной для турбин различных типов и заводов-изготовителей.

В качестве примера приведём обобщённое характеристическое уравнение системы регулирования ЧВ в составе ЭГСРиЗ с **П-регулятором**,

полученное из (5)

$$[(\tau_c^* p + 1)(\tau_{pc} p + 1)(\tau_3 p + 1)(\tau_{oz} p + 1)\tau_c p + k] \times \\ \times (\tau_{pf} p + 1)(\tau_{по} p + 1)(\tau_\phi^* p + 1)\tau_\delta p + k(\tau_c^* p + 1) = 0, \quad (10)$$

где безразмерные постоянные времени (коэффициенты) определяются следующим образом:

$$\tau_c^* = T_c^*/T_c, \tau_{pc} = T_{pc}/T_c, \tau_3 = T_3/T_c, \tau_{oz} = T_{oz}/T_c, \tau_c = T_c/T_c = 1, \\ \tau_{pf} = T_{pf}/T_c, \tau_{по} = T_{по}/T_c, \tau_\phi^* = T_\phi^*/T_c, \tau_\delta = T_\delta/T_c. \quad (11)$$

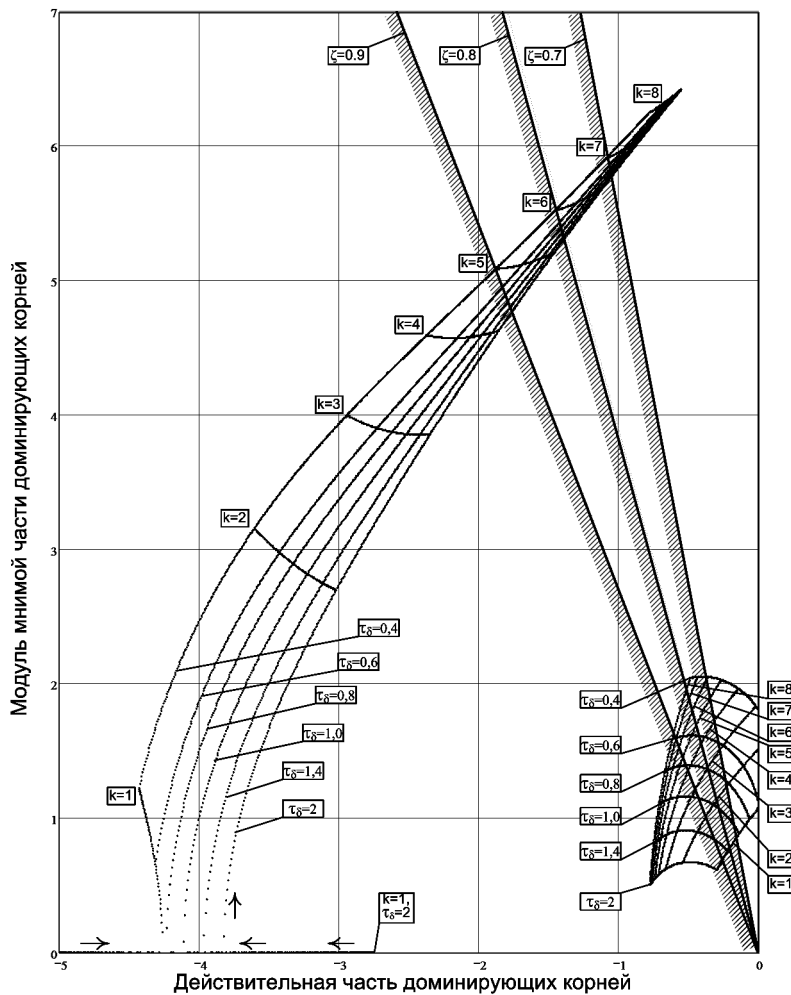


Рис. 2. Годографы доминирующих корней обобщённого характеристического уравнения (10) СР ЧВ с П-регулятором

Показано, что представленные безразмерные постоянные времени относительно постоянны для различных турбин, за исключением τ_δ , влияние которой на качество системы регулирования являлось предметом исследования.

На рис. 2 в качестве примера представлены годографы доминирующих корней характеристического уравнения (10)

при вариациях безразмерной постоянной времени $0,4 \leq \tau_\delta \leq 2,0$

($4 \text{ с} \leq T_a \leq 20 \text{ с}$), а также

границы областей для степени затухания колебаний $\zeta \geq 0,7, \zeta \geq 0,8, \zeta \geq 0,9$. По результатам выполненных исследований и обобщений получены (см. табл. 1) диапазоны значений коэффициентов усиления позиционера k в СР с П-

регулятором ЧВ для турбин с различными динамическими характеристиками $\tau_\delta = 0,4 - 2,0$ с ($T_a = 4 - 20$ с) и для различного качества СР ЧВ (степени затухания колебаний $\zeta \geq 0,7, \zeta \geq 0,8, \zeta \geq 0,9$).

Таблица 1

Диапазоны усиления k в позиционере П-регулятора ЧВ ЭГСР турбоагрегата с безразмерной постоянной времени τ_δ						
τ_δ	0,4	0,6	0,8	1,0	1,4	2,0
Степень затухания $\zeta=0,7$						
k	6 - 7	3,3 - 6,7	2,1 - 6,5	1,3 - 6,4	< 6,1	< 6
Степень затухания $\zeta=0,8$						
k	-	4,4 - 5,7	2,7 - 5,6	1,8 - 5,5	1 - 5,3	< 5,2
Степень затухания $\zeta=0,9$						
k	-	-	3,9 - 4,6	2,7 - 4,5	1,5 - 4,4	< 4,3

Примечание: прочерк в ячейке означает невозможность достижения требуемого качества системы, отсутствие нижнего предела усиления k означает, что $k < 1$ ($k=1$ соответствует усилению в позиционере гидромеханической СР).

Выполнено обобщённое исследование для СР ЧВ с **ПИ-законом** регулирования, характеристическое уравнение которого имеет вид:

$$[(\tau_c^* p + 1)(\tau_{pc} p + 1)(\tau_3 p + 1)(\tau_{oz} p + 1)\tau_c p + k](\tau_{pf} p + 1)(\tau_{no} p + 1) \times \\ \times (\tau_{\phi}^* p + 1)\tau_\delta \tau_i p^2 + k(\tau_i p + 1)(\tau_c^* p + 1) = 0, \quad (12)$$

где дополнительно $\tau_i = T_i / T_c$.

Исследование показало, что оптимальная постоянная времени интегрирования составляет $T_i \geq 10 - 12$ с (практически выгодно принимать $T_i = 15 - 20$ с). В этом случае значение усиление в позиционере k не отличается от значения в П-регуляторе ЧВ, что позволяет обеспечить безударное изменение закона регулирования при переходе из режима холостого хода к режиму работы под нагрузкой и обратно.

Для контура ЧВ с **ПД-регулятором** обобщённое характеристическое уравнения имеет вид:

$$[(\tau_c^* p + 1)(\tau_{pc} p + 1)(\tau_3 p + 1)(\tau_{oz} p + 1)\tau_c p + k](\tau_{pf} p + 1) \times \\ \times (\tau_{no} p + 1)(\tau_{\phi}^* p + 1)\tau_\delta p + k(\tau_d p + 1)(\tau_c^* p + 1) = 0, \quad (13)$$

где дополнительно $\tau_d = T_d / T_c$.

Исследование показало возможность получения высокого качества СР ($\zeta \geq 0,9$) со стандартной степенью неравномерности ($\delta = 4 - 5\%$) даже для

противодавленческих турбин. Наиболее эффективен ПД-регулятор для большинства типов турбин со «средними» постоянными времени ротора $T_a=7-8$ с. Показана неэффективность ПД-регулятора для турбин с «тяжёлым» ротором ($T_a \geq 15-16$ с) - в основном маломощных турбин ($N_g \leq 20-25$ МВт) на пониженные параметры пара.

В третьей главе представлены результаты разработки, исследования и оптимизации системы защиты (СЗ) паровой турбины в составе электрогидравлической системы регулирования и защиты.

Известно, что в основе современных требований к организации СЗ паровой турбины лежит необходимость использования логических схем, построенных по принципу «2 из 3». Такая логика является минимальной по количеству каналов, позволяющей решить одновременно несколько задач: обеспечить защиту турбины (останов) при срабатывании не менее 2-х любых каналов защиты; обеспечить защиту турбины от ложного срабатывания какого-либо элемента в одном из 3-х каналов; обеспечить возможность проверки (тестирования) каждого канала полностью, включая все его элементы, без изменения режима работы турбины (останова).

Выполнен анализ многоканальных СЗ по конструктивным признакам: проточные - отсечные, золотниковые - беззолотниковые. Автором самостоятельно и в соавторстве предложены, исследованы, разработаны и реализованы в ряде проектов новых и модернизируемых паровых турбин многоканальные СЗ, выполненные по всем перечисленным конструктивным схемам.

На рис. 3 в качестве примера представлена структурная схема многоканальной СЗ турбины от разгона, выполненная золотниковой по проточной схеме, каждый независимый канал которой имеет в составе электрические датчик и формирователь сигнала защиты, а также электромагнитный золотник (ЭМЗ). Все ЭМЗ объединены в блок золотников защиты (БЗЗ), который реализует логическую схему работы защиты, в общем случае «(n-1) из n».

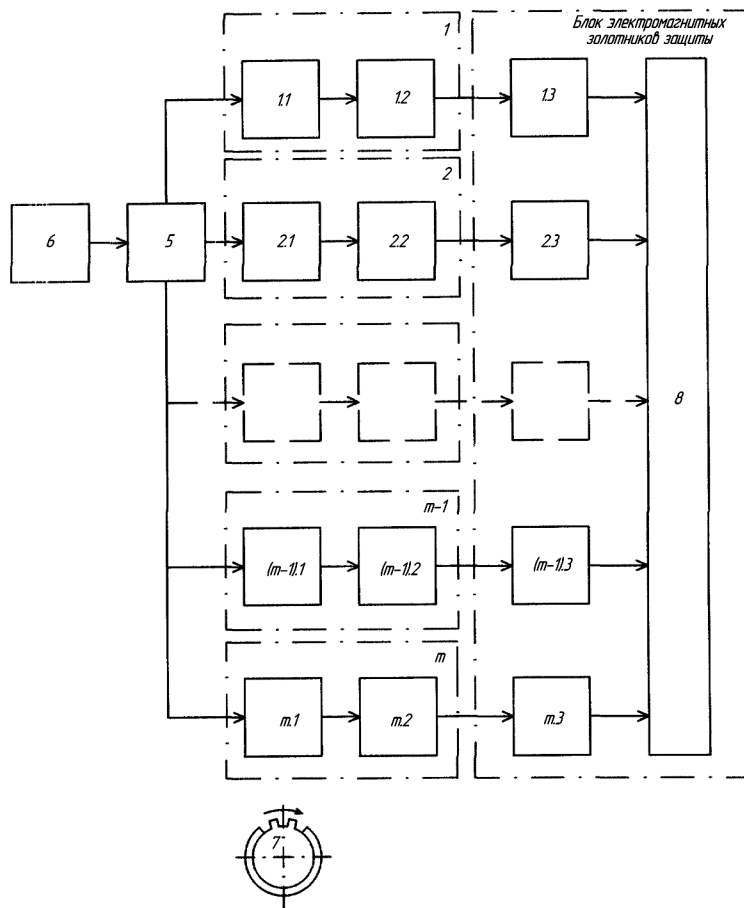


Рис. 3. Структурная схема защиты турбоагрегата от разгона: 1 ... m – каналы системы защиты, 1.1 ... m.1 – дачики (измерители) частоты вращения, 1.2 ... m.2 – формирователи сигнала защиты, 1.3 ... m.3 – электромагнитные золотники защиты, 5 – переключатель, 6 – источник тестового сигнала, 7 – зубчатое колесо на валу турбины, 8 – общий гидравлический выход блока электромагнитных золотников защиты

При практической реализации был разработан трёхканальный вариант БЗЗ, работающий по проточной схеме с логикой «2 из 3». Конструктивный вариант реализации такого БЗЗ (рис. 4) был предложен, разработан под руководством автора и реализован в проектах реконструкции СР паровых турбин, выполнявшихся ОАО «Уралэнергоремонт» (УЭР).

Здесь в каждом канале защиты электромагнитный золотник состоит из электромагнитного (соленоидного) клапана и управляемого им гидравлического

золотника. К блоку подводится рабочая жидкость (масло) из «линии защиты» (ЛЗ) турбины, которая последовательно пропускается золотниками по каналам блока защиты, выполненным таким образом, что во взведённом (верхнем) положении золотники отсекают слив масла из ЛЗ, а при срабатывании защиты (посадке золотников) масло из ЛЗ сливается, что приводит к закрытию стопорного клапана и останову турбины.

Конструкция блока в целом и его золотников выполнена таким образом, что при отказе одного из золотников функция блока защиты сохраняется: при взведённых любых двух золотниках давление в ЛЗ сохраняется и турбина остаётся в работе, при посаженных любых двух золотниках турбина

останавливается. Это позволяет реализовать логику «2 из 3» при работе защиты и поканальную проверку с посадкой золотника (расхаживание) на работающей турбине без её останова.

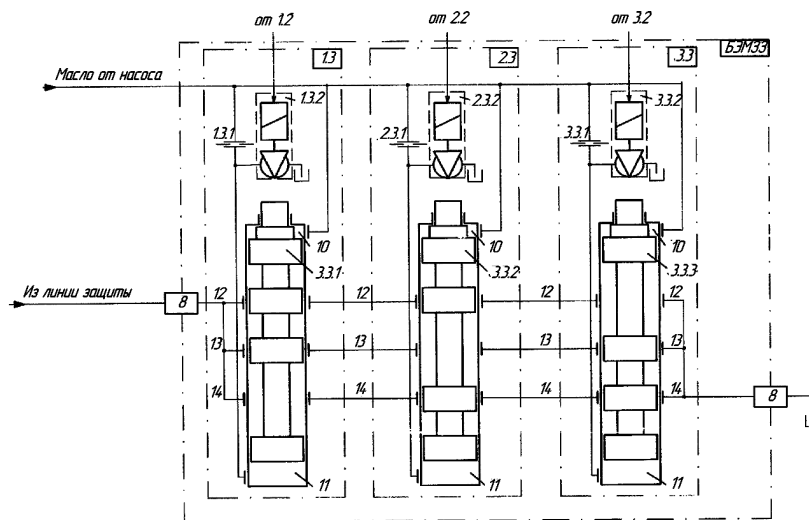


Рис. 4. Вариант конструктивной реализации БЗЗ с логикой «2 из 3», выполненной по проточной схеме.

БЗЗ позволил реализовать автоматическую ежесуточную проверку и расхаживание каналов защиты без нарушения режима работы турбины.

С целью повышения надёжности работы автор предложил и исследовал СЗ с блоком золотников, работающим по отсечному принципу, которая была разработана под руководством автора и реализована в серийных ЭГСРиЗ всех новых и модернизируемых паровых турбин УТЗ.

На рис. 5 в качестве примера представлен БЗЗ такой СЗ. Масло к блоку золотников подаётся от насоса регулирования, при взведённых золотниках (всех трёх, или любых двух) оно поступает в «линию защиты» турбины, а при срабатывании защиты и «посадке» золотников (также всех трёх, или любых двух) подвод масла в «линию защиты» отсекается и, напротив, она соединяется с линией слива масла в маслбак, что приводит к полному падению давления масла в «линии защиты» и, следовательно, к наилучшим (максимально надёжным) условиям закрытия автозатворов стопорных клапанов.

Показано, что отсечной принцип работы позволяет существенно снизить дроссельные сечения золотников защиты, за счёт чего повышается надёжность их работы (снижаются неуравновешенные боковые усилия, способные

препятствовать перемещению золотников). В остальном (автоматизация расхаживания и прочие функции) СЗ, реализованная по отсечному принципу аналогична работающей по проточной схеме.

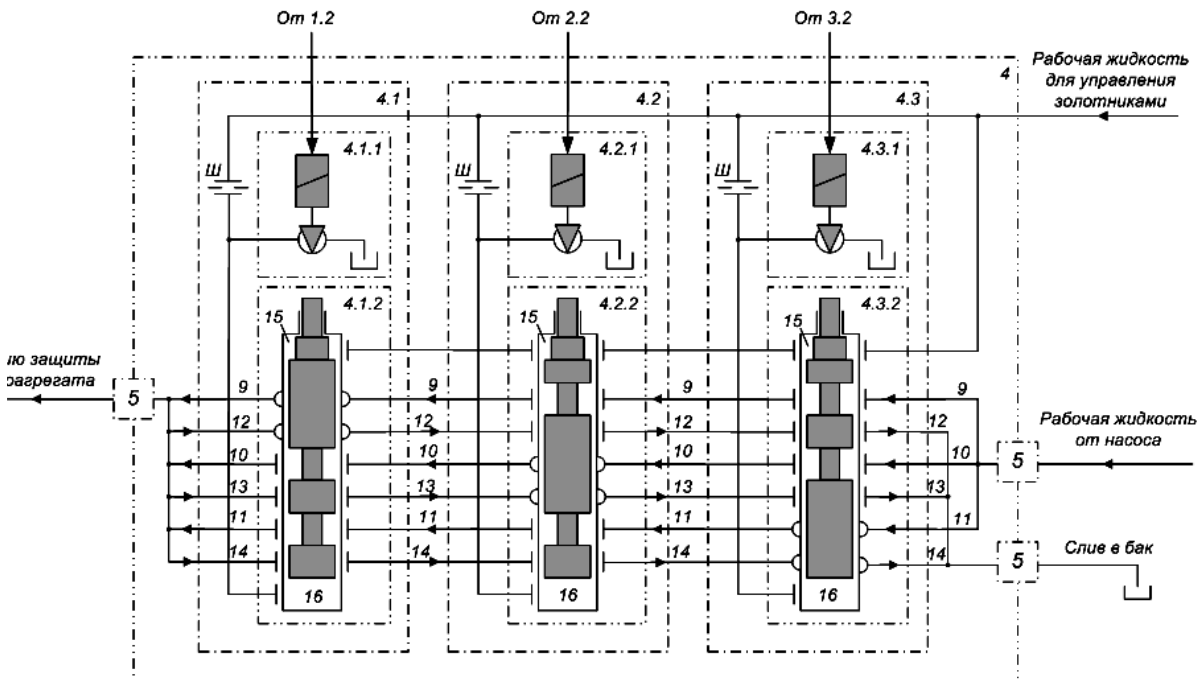


Рис. 5. Блок электромагнитных золотников защиты (БЭМЗЗ), реализующий логическую схему «2 из 3» по отсечному принципу

Реализация 3-канальной золотниковой СЗ, работающей по отсечному принципу, в проектах паровых турбин УТЗ позволила заводу радикально изменить требования к периодичности проведения испытаний турбин разгоном (вместо 1 раза в 4 месяца – 1 раз в год), что безусловно положительно сказывается на ресурсе роторных частей турбоагрегатов (особенно с большой наработкой).

Дальнейшим развитием СЗ турбоагрегата является переход к беззолотниковым схемам защиты, когда логическая схема защиты реализуется непосредственно на электромагнитных (соленоидных) клапанах.

Очевидное стремление к минимизации количества промежуточных и усилительных элементов в каналах защиты основано на тезисе, что отсутствующий элемент по определению не может отказать в работе.

В развитие этих представлений автором предложена, исследована и реализована беззолотниковая многоканальная СЗ турбоагрегата, реализующая

логическую схему « $(n-1)$ из n ». Структурная схема такой защиты представлена на рис. 6.

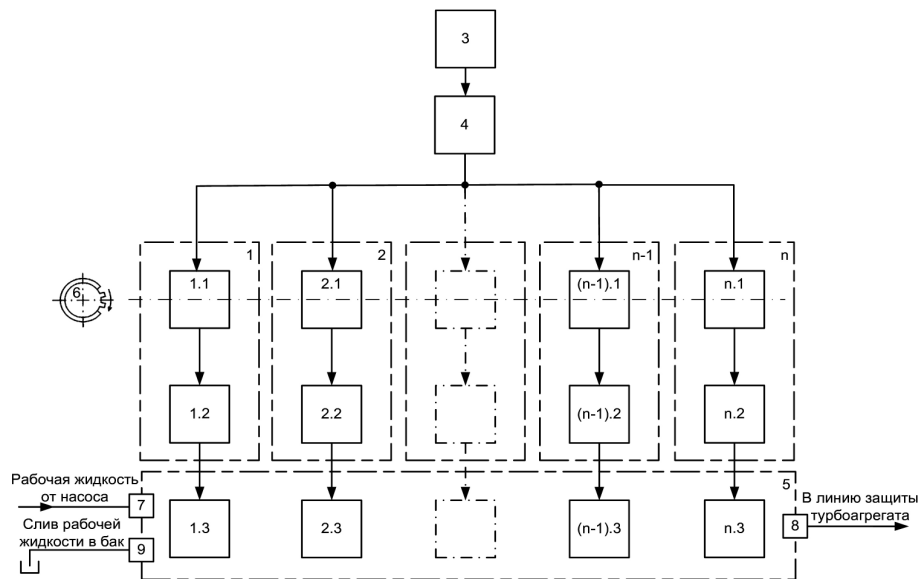


Рис. 6. Структурная схема беззолотниковой многоканальной системы защиты турбоагрегата от разгона, реализующая логику « $(n - 1)$ из n ». 1... n – каналы системы защиты, 1.1... $n.1$ – датчики (измерители) частоты вращения, 1.2... $n.2$ – формирователи сигнала защиты, 1.3 ... $n.3$ – электромагнитные клапаны, 3 – источник тестового сигнала, 4 – переключатель, 5 – блок электромагнитных клапанов, 6 – зубчатое колесо на валу турбины

Элементом, реализующим логику « $(n - 1)$ из n » в такой защите является блок электромагнитных клапанов (БЭК), состоящий из трёхходовых двухпозиционных (3/2) нормально закрытых (NC) клапанов.

В сработавшем состоянии (рис. 7, турбина остановлена) соленоидные клапаны обесточены, при этом рабочая жидкость, подводимая к БЭК от ГМН, отсечена от «линии защиты», а «линия защиты» клапанами БЭК соединена со сливом в бак, давление масла в «линии защиты» равно нулю, что соответствует безусловному закрытию автозатворов защитных органов турбины.

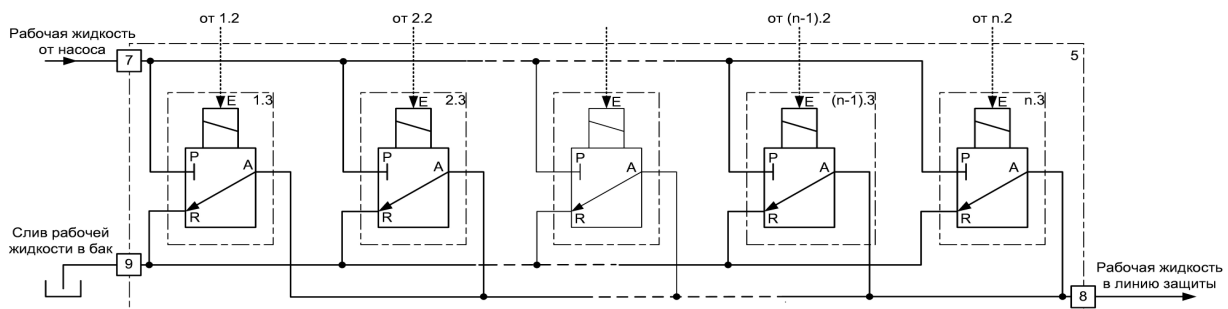


Рис. 7. БЭК в сработавшем (обесточенном) состоянии (турбина остановлена)

В рабочем состоянии (рис. 8, соленоидные клапаны – под напряжением) все клапаны подводят рабочую жидкость в «линию защиты», давление в ней равно давлению за ГМН, что соответствует открытому автозатвору стопорных клапанов.

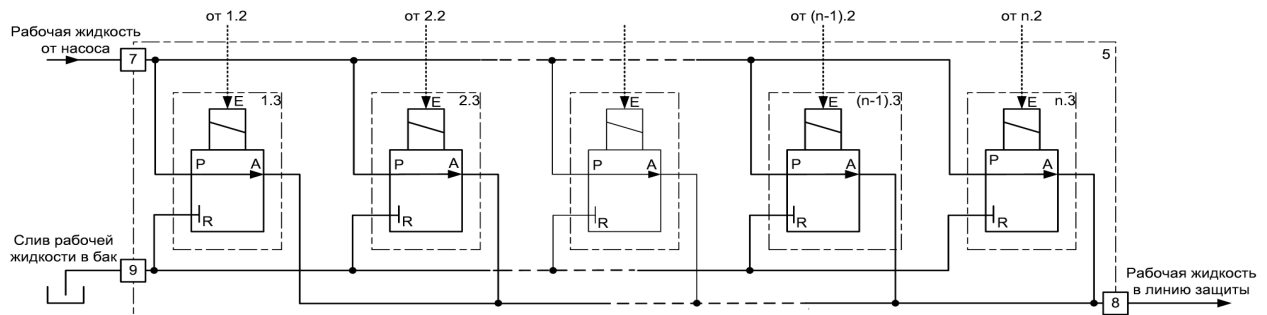


Рис. 8. БЭК во взведённом (под напряжением) состоянии (турбина работает)

На рис. 9 показан БЭК при ложном срабатывании одного из каналов или при его тестировании. При этом $(n-1)$ клапанов соединяют «линию защиты» с ГМН, а 1 клапан – со сливом в маслобак.

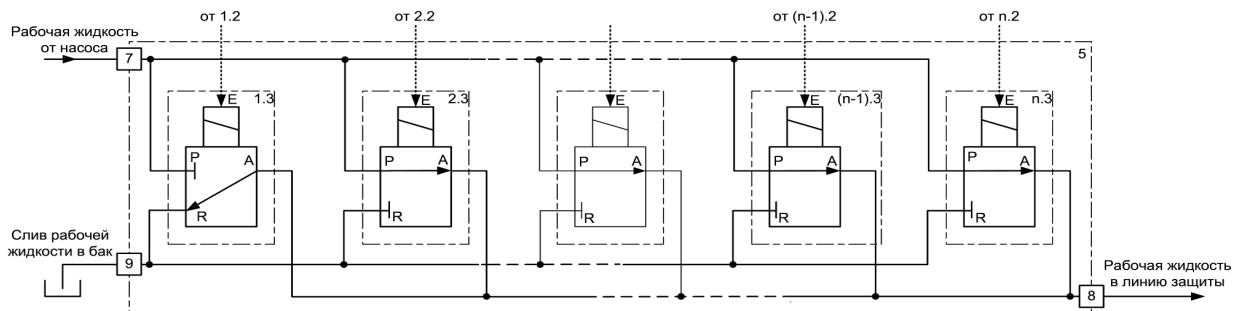


Рис. 9. БЭК во взведённом состоянии при ложном срабатывании в одном из каналов или его тестировании

Выполнено исследование беззолотниковой системы защиты на предмет определения необходимого количества соленоидных клапанов для реализации надёжной защиты в случае отказа одного из них и поканального расхаживания клапанов.

Показано, что необходимое количество клапанов в этом случае может быть определено по формуле:

$$n \geq 1 + \sqrt{p_n / p_{\text{ЛЗ}}^{\min} - 1}, \quad (14)$$

где n – количество клапанов, p_n – давление масла за ГМН, $p_{\text{ЛЗ}}^{\min}$ – давление масла в «линии защиты», гарантирующее надёжное закрытие автозатвора стопорных клапанов.

На примере турбин УТЗ установлено, что минимальное количество клапанов должно составлять 4. При практической реализации системы защиты турбины ПТ-140/165-130/15 ст. № 2 Волжской ТЭЦ-2 (проект УЭР) СЗ была выполнена 5-канальной, что для турбин УТЗ оказалось оптимальным.

Показано, что реализация представленной беззолотниковой многоканальной защиты наиболее выигрышна в случае использования воды (конденсата) в качестве рабочего тела в системе регулирования турбины.

В четвёртой главе представлены результаты исследования влияния объёмов пара и воды в регенеративных и сетевых подогревателях паровой турбины на разгон турбины при сбросе нагрузки турбоагрегата.

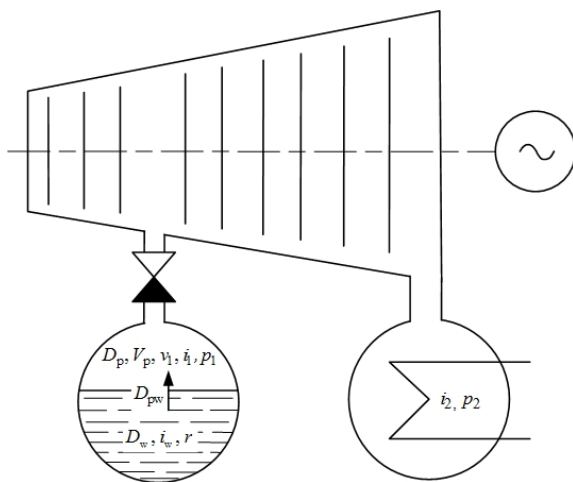


Рис. 10. Расчётная схема поступления «вскипающего» пара в проточную часть турбины при сбросе нагрузки.

Количество пара в трубопроводах от турбины до обратных клапанов (ОК) и в паровом пространстве подогревателя D_p (рис. 10) невелико и его можно учесть различными известными методами. При отказе же в закрытии ОК необходимо учитывать значительно большее количество «вскипающего» пара D_{pw} , образуемого при падении

давления в турбине из воды, находившейся в подогревателе при температуре насыщения.

Выполнен анализ процесса истечения потока «вскипающего» пара (ВП) и его расширения в проточной части турбины и разработана инженерная методика расчёта работы этого потока и связанного с ней дополнительного повышения частоты вращения ротора.

Показано, что объективную оценку повышения ЧВ можно получить,

используя формулу $\Delta\varphi_s = \frac{\eta_n Z L}{T_a N_n}$, где $\Delta\varphi_s$ – приращение частоты вращения в

долях от номинальной, коэффициент Z учитывает потери на трение в турбине в

процессе истечения пара, рассчитываемый по формуле, полученной Е.А. Любаном, $Z = 1 - \frac{1 + \ln(N_0/N_f)}{N_0/N_f}$, где N_0 – начальная мощность, ВП, N_f – мощность холостого хода турбины; $\eta_{\pi} = \eta_{oi} \cdot \eta_n \cdot \eta_g \cdot \eta_p$ – полный кпд, учитывающий, кроме внутреннего относительного – η_{oi} , влияние повышения ЧВ (η_n), снижения расхода вскипевшего пара (η_g), потери на дросселирование в паропроводе от подогревателя к турбине (η_p).

Для расчёта работы ВП используется формула

$$L = \frac{[i_1 - i_2 - v_1(p_1 - p_2)]D_{pw}}{2}, \quad (15)$$

где количество ВП определяется как $D_{pw} = D_w(i_{w1} - i_{w2})/r$, а коэффициент 2 в знаменателе учитывает усреднение работы пара в начале и в конце вскипания. Диапазон значений величин при выполнении инженерных расчётов составляет:

$$\eta_{oi}=0,75-0,85, \quad \eta_n=0,8-1, \quad \eta_g=0,6-0,9, \\ \eta_p=0,5-1.$$

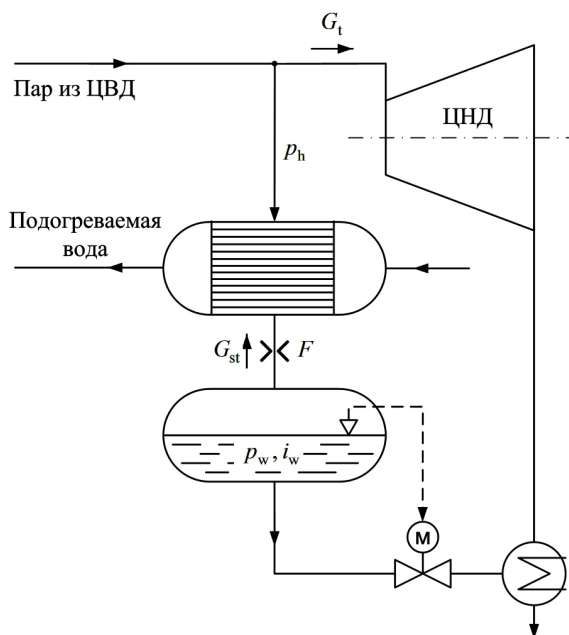


Рис. 11. Схема отбора пара на сетевой подогреватель с выделенным конденсатосборником и сливом конденсата в КС через воронки

На основании разработанной методики автором совместно с М.С. Фрагиным выполнено исследование защиты турбины от обратного потока пара из сетевых подогревателей с выделенными конденсатосборниками и использованием воронок ограниченной площади, установленных на сливе конденсата из подогревателя (рис. 11). Такая защита была предложена в начале 60-х годов А.В. Рабиновичем и Д.П. Бузиным для теплофикационных турбин¹ и впервые

реализована в теплофикационных турбинах УТЗ, что позволило отказаться от

¹ А.С. № 128875 (СССР). Устройство для предотвращения резкого вскипания конденсата в теплообменнике / А.В. Рабинович, Д.П. Бузин // Открытия. Изобретения. – 1960. - № 11.

установки громоздких обратных клапанов на паропроводах отопительных отборов к сетевым подогревателям.

Получены расчётные формулы для определения размеров воронок. Показано, что наиболее перспективным способом повышения надёжности защиты турбины от разгона ВП является установка обратных клапанов на сливе конденсата (совместно с воронками или вместо них) между паровым пространством подогревателя и конденсатосборником.

Обосновано, что для обеспечения надёжности защиты необходима установка большого числа обратных клапанов малой площади. Показано, что при условии постоянства количества конденсата в конденсатосборнике сетевого подогревателя и удельной теплоты парообразования в течение всего процесса истечения ВП, закон изменения расхода ВП в проточную часть турбины имеет вид:

$$G_{st}(t) = \frac{G_{st0}}{\left[1 + C(p_{w0}) \frac{t}{T_{w0}}\right]^{1,333}}, \quad (16)$$

где параметры с индексом «0» соответствуют началу истечения, $T_{w0} = \frac{D_{w0}}{G_{st0}}$ -

постоянная времени конденсатосборника, $C(p_{w0})$ - константа, зависящая от начального давления в конденсатосборнике.

Исследовано и определено влияния убыли конденсата и переменности параметров пара и воды в процессе образования ВП подогревателей паровой турбины. Для этого на основании уравнение материального и энергетического баланса возникновения ВП, записанного в дифференциальной форме получено

дифференциальное уравнение:

$$\frac{dD_{pw}}{D_{pw} - D_{w0}} = \frac{di_w}{r}, \quad (17)$$

где D_{w0} – начальное количество конденсата. Его интегрирование выполнено для 2-х случаев: $r=Const$ и $r=r(p)$.

Случай $r=Const$ учитывает только убыль конденсата. Формулы для количества ВП, и закона изменения расхода ВП в проточную часть турбины,

имеют вид:
$$D_{pw}^* = D_{w0} \left(1 - e^{-\frac{i_{w0} - i_w}{r}} \right), \quad G_{st}^*(t) = \frac{G_{st0}}{\left[1 + C^*(p_{w0}) \frac{t}{T_{w0}} \right]^{1,408}}. \quad (18)$$

Для интегрирования уравнения (1) в случае $r=r(p)$ использована аппроксимация

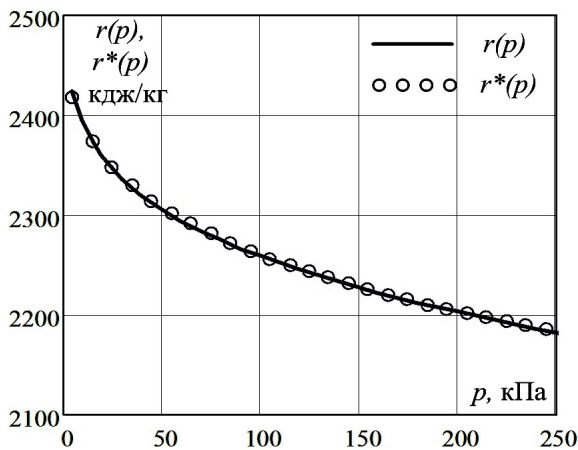
$$r^*(p) = -95p^{0,25} + 2560, \quad (19)$$


Рис. 12. Функции $r(p)$ и $r^*(p)$ в области давлений отопительных отборов паровой турбины.

представленная на рис. 12 вместе с точной функцией $r(p)$.

Получены зависимости для количества ВП и закона изменения расхода ВП из конденсатосборника подогревателя в проточную часть турбины:

$$D_{pw}^{**} = D_{w0} \left[1 - \left(\frac{r(p_{w0})}{r(p_w)} \right)^{1,39} \right],$$

$$G_{st}^{**}(t) = \frac{G_{st0}}{\left[1 + C^{**}(p_{w0}) \frac{t}{T_{w0}} \right]^{1,464}}. \quad (20)$$

Показано, что учёт убыли конденсата и переменности удельной теплоты парообразования в процессе образования ВП приводит к аналогичным зависимостям изменения расхода ВП во времени, отличающимся только значением коэффициента и показателем степени в

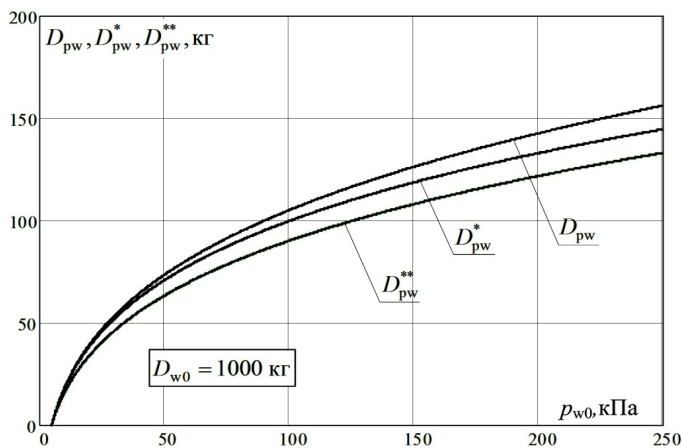


Рис. 13. Количество вскипающего пара в конденсатосборнике сетевого подогревателя в зависимости от начального давления p_{w0} для $D_{w0} = 1000$ кг, $p_k = 5$ кПа: $D_{pw}, D_{pw}^*, D_{pw}^{**}$ - без учёта убыли конденсата и $r=Const$, с учётом убыли конденсата и $r=Const$, с учётом убыли конденсата и $r=r(p)$ соответственно.

знаменателе формулы. Сравнительная характеристика количества ВП, образующегося из 1000 кг конденсата при различном начальном давлении в

конденсатосборнике, приведена на рис. 13.

Подтверждена и уточнена применявшаяся автором ранее формула для расчёта работы вскипающего пара (15).

Показано, что с учётом переменности количества конденсата и параметров конденсата и ВП в процессе падения давления в конденсатосборнике подогревателя работа ВП может быть вычислена по формуле:

$$L(p, p_2) = \frac{[i(p) - i_2 - v(p)(p - p_2)] \left\{ 1 - \left[\frac{r(p)}{r(p_2)} \right]^{1,39} \right\} D_{w0}}{k(p)}, \quad (21)$$

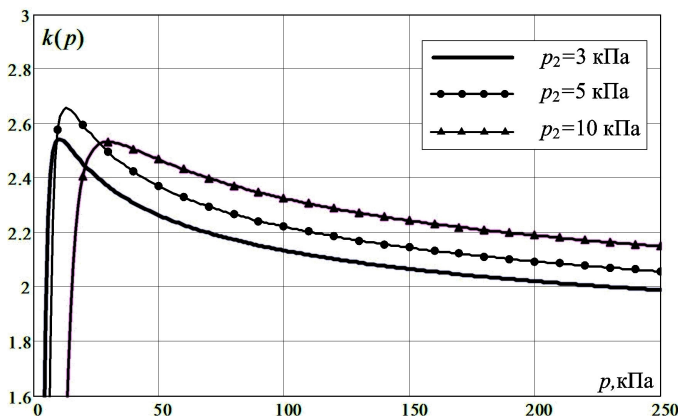


Рис. 14. Функции $k(p)$ в диапазоне давлений отопительных отборов паровой турбины ($p \leq 250$ кПа)

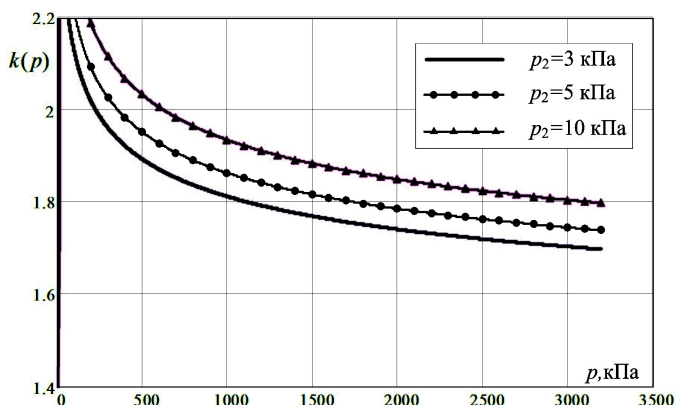


Рис. 15. Функции $k(p, p_2)$ в диапазоне давлений $p \leq 3,2$ МПа отборов паровой турбины

где p, p_2 – начальное давление пара в конденсатосборнике и в конденсаторе соответственно, D_{w0} – исходное количество конденсата и $k(p)$ – функция (коэффициент), значение которой зависит от исходного давления пара в конденсатосборнике и давления в конденсаторе, представленная на рис. 14. Установлено, что в диапазоне давлений отопительных отборов турбины функция $k(p)$ принимает значения, близкие к 2, что также подтверждает и справедливость идеи усреднения работы ВП, вместе с тем, уточняя её.

Анализ получения зависимости (21) показал, что она может быть использована для расчёта работы ВП до давлений $p \leq 3,5$ МПа, т.е. для всех регенеративных подогревателей. На рис. 15

приведена функция $k(p)$ для указанного диапазона.

В пятой главе представлены результаты исследования нелинейного привода поворотной регулирующей диафрагмы (ПРД) теплофикационной паровой турбины с отборами пара.

Показано, что применяемая в конструкциях различных заводоизготовителей турбин кинематическая схема привода кольца ПРД является линейной, что выражается в постоянстве передаточного отношения рычажного механизма привода и постоянстве усилия сервомотора ПРД, приложенного через рычажный привод к кольцу ПРД (рис. 16).

Геометрически указанное обстоятельство выражается в сопряжении подвижных элементов привода ПРД под углами, близкими к прямому (90°), во всём диапазоне углов поворота ПРД.

В линейном приводе ПРД усилие сервомотора выбирается по

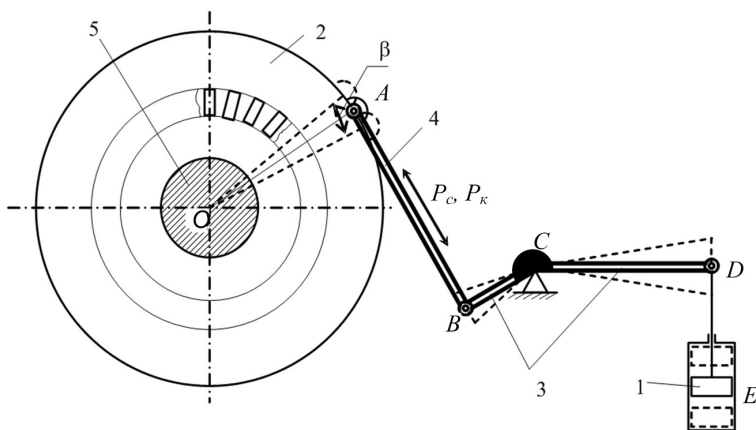


Рис. 16. Кинематическая схема линейного привода ПРД. 1- сервомотор ПРД, 2- кольцо ПРД, 3 – рычаги ПРД, 4 – серьга ПРД, 5 – ротор турбины, β – угол поворота кольца ПРД.

максимальному прижимающему паровому усилию пара на кольцо ПРД. При этом вводится коэффициент запаса

$$\text{по усилию } K_y = \frac{P_c}{P'_k}, \text{ где } P_c,$$

P'_k – усилие сервомотора и максимальное прижимающее паровое усилие в положении полного закрытия окон ПРД соответственно.

Традиционно в практике конструирования привода ПРД принимается $K_y \approx 2$ для неразгруженных колец ПРД, т.е. величина избыточного усилия сервомотора при закрытых окнах ПРД равняется величине прижимающего парового усилия пара. По мере открытия окон ПРД избыточное усилие сервомотора практически удваивается, что свидетельствует, по мнению автора,

о нерациональном использовании мощности сервомотора, завышении его рабочего объёма и приводит к снижению экономичности работы турбины.

Автором предложена концепция нелинейного привода ПРД, позволяющего оптимизировать использование силовой характеристики сервомотора ПРД во всём диапазоне угла поворота кольца ПРД. Характерной особенностью этой концепции является использование вместо коэффициента запаса по усилию K_y величины избыточного усилия

$$\Delta P_C = P_C - P_K, \quad (22)$$

где P_K – текущее прижимающее паровое усилие.

Согласно концепции нелинейного привода предлагается по мере открытия окон ПРД сохранять постоянным избыточное усилие $\Delta P = P_C - P_K = P_C - P_K' =$

$= Const$, т.е. по мере снижения прижимающего усилия снижать в той же мере и усилие сервомотора, приведённое к кольцу ПРД. При этом автор исходит из того, что расчётное значение избыточного усилия ΔP_C изначально выбирается для обеспечения надёжности работы ПРД в наиболее нагруженном положении и его должно быть тем более достаточно для надёжной работы ПРД во всех других, менее нагруженных (с частично и полностью открытыми окнами) положениях. Сравнительные характеристики линейного и нелинейного приводов ПРД представлены на рис. 17.

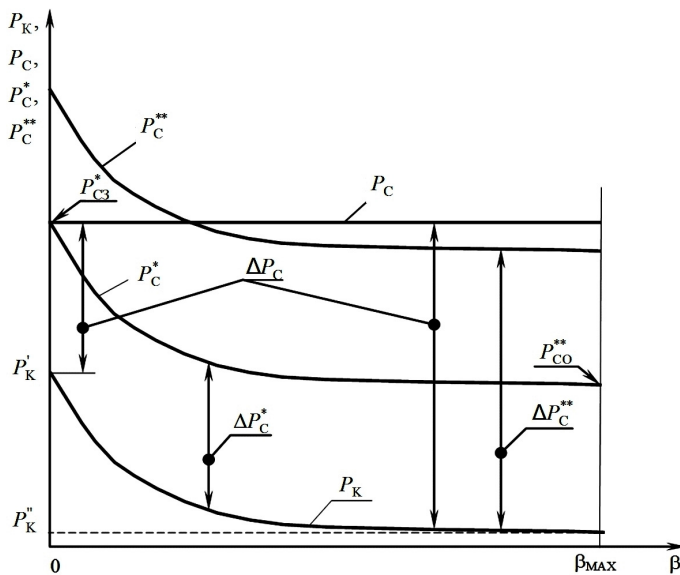


Рис. 17. Силовые характеристики привода ПРД. β – степень открытия окон ПРД, P_K – прижимающее паровое усилие (P_K'' , P_K' – открытые и закрытые окна ПРД соответственно); P_C , P_C' – усилие сервомотора, приведённое к кольцу ПРД в линейном и нелинейном приводе соответственно (P_{C3}' , P_{C3}'' – при закрытых и открытых окнах ПРД в нелинейном приводе); P_C^* , P_C^{**} – два варианта реализации нелинейного привода (с уменьшением и с сохранением объёма сервомотора соответственно) и соответствующие им избыточные усилия ΔP_C^* , ΔP_C^{**} .

нейного и нелинейного приводов ПРД представлены на рис. 17.

На рис. 18 представлен пример кинематической схемы нелинейного привода ПРД, характеризующийся углом сочленения серьги с рычагом

поворотного кольца φ , близким к 180° , за счёт укорочения серьги и удлинения рычага. Это приводит к тому, что в пределах рабочего угла поворота рычагов α существенно (в разы) изменяется плечо рычага R (в положении закрытых окон R_3 , в положении открытых - R_0). Такая геометрия привода соответствует переменному коэффициенту передачи движения и усилия от сервомотора к поворотному кольцу: при малых открытиях окон ПРД усилие на кольце

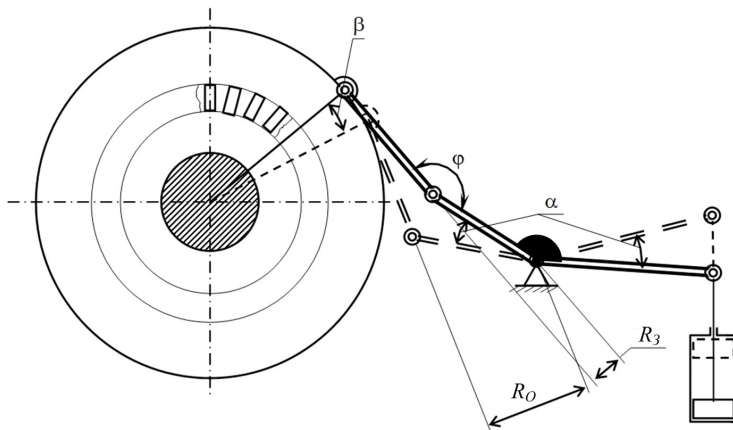


Рис. 18. Кинематическая схема нелинейного привода ПРД.

относительно большое, а перемещение кольца от сервомотора относительно небольшое, по мере открытия окон с увеличением плеча R усилие на кольце падает, а передача по положению увеличивается. В целом тенденция такого изменения

усилия на кольце соответствует характеру парового нагружения, что позволяет оптимизировать управление поворотным кольцом: увеличить запас усилия при закрытых окнах ПРД, либо уменьшить объем сервомотора.

Разработана математическая модель парового нагружения кольца ПРД в зависимости от степени открытия окон, выполнено исследование соответствия пропускной способности дроссельной ПРД и проточной части турбины, в которой она установлена.

Автором предложен безразмерный коэффициент

$$A = \alpha \frac{F_{\max}}{G_{\max}} \frac{p_{2\max}}{p_{1\max}} \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{p_{1\max}}{v_{1\max}}}, \quad (23)$$

характеризующий соответствие ПРД и проточной части турбины, в которой она установлена, позволяющий объективно выбирать ПРД в зависимости от режима её использования, где α – коэффициент расхода, F_{\max} – площадь открытых окон ПРД, G_{\max} – максимальный расход пара через открытую диафрагму, $p_{1\max}$, $p_{2\max}$ – максимальное давление пара перед и за ПРД.

На примере теплофикационных турбин УТЗ показано, что в большинстве случаев для ПРД, работающих в конденсационных режимах и режимах с отборами пара принимают значение $A=15 - 25$, что обеспечивает достаточно большой диапазон регулирования по углу поворота ПРД (30 – 40% от полного угла) и удовлетворительные потери давления в положении её полного открытия (1,5 – 3,6%).

Уменьшение значения коэффициента до $A=10$ для расширения диапазона регулирования до 60 – 80% диапазона приводит к увеличению потерь давления (до 8%) в открытом положении ПРД, а увеличение значения коэффициента до $A=45$ с целью снижения потерь давления в открытом положении (до 0,4%) приводит к снижению регулировочного диапазона ($< 20\%$). В первом случае ($A=10$) диафрагмы могут использоваться в теплофикационных турбинах, постоянно работающих с отборами пара. Во втором случае ($A=45$) диафрагмы могут эффективно использоваться в качестве защитных органов (стопорных или защитных диафрагм), постоянно работающих в открытом положении.

Разработана математическая модель нелинейного привода ПРД, позволяющая эффективно использовать силовую характеристику сервомотора ПРД во всём диапазоне открытия её окон, что эффективно как при новом проектировании (уменьшение объёма сервомотора ПРД), так и при модернизации (реконструкции) привода – повышение запаса усилия в наиболее нагруженном состоянии ПРД.

Выполнено исследование и получены расчётные зависимости предельных конфигураций нелинейного привода ПРД. Показано что угол, под которым должны соединяться тяга (серьга) и рычаг поворотного кольца в положении полного закрытия регулирующей диафрагмы (φ , см. рис. 18) для обеспечения требуемого соотношения усилий, приложенных к поворотному кольцу в положениях полного закрытия и полного открытия регулирующей диафрагмы, определяется неравенством:

$$\arccos \frac{1}{k} + 90^\circ \leq \varphi < \arctg \frac{k - \cos(\alpha + \beta)}{\sin(\alpha + \beta)} + 90^\circ, \quad (24)$$

где φ – угол между рычагом рычажного механизма и тягой, $k = P_{\text{сз}}^* / P_{\text{со}}^{**}$ – заданное отношение усилий, приложенных к поворотному кольцу в положении полного закрытия ($P_{\text{сз}}^*$) и полного открытия ($P_{\text{со}}^{**}$) регулирующей диафрагмы (см. рис. 17), α – угол поворота рычажного механизма, β – угол поворота кольца ПРД.

При типичном значении $k=2$ для дроссельных ПРД и типичном значении $(\alpha+\beta)=8...18^\circ$ диапазон значений угла φ составляет $164^\circ \leq \varphi \leq 173^\circ$.

В шестой главе представлены результаты исследования кинематической схемы рычажного привода датчика положения сервомотора, реализованного на основе электрического энкодера.

Разработана математическая модель рычажного привода ДПС, расчётная схема которого (в верхнем положении сервомотора) представлена на рис. 19.

Показано, что точная зависимость угла поворота вала датчика от линейного перемещения штока сервомотора имеет вид:

$$\alpha(\mu) = \arcsin \left[\frac{(1 + \mu^2 + \rho^2 - \delta^2)\mu - \sqrt{4\rho^2(\mu^2 + 1) - (1 + \mu^2 + \rho^2 - \delta^2)^2}}{2\rho(\mu^2 + 1)} \right], \quad (25)$$

где $\mu = M/L$, $\rho = R/L$, $\delta = D/L$.

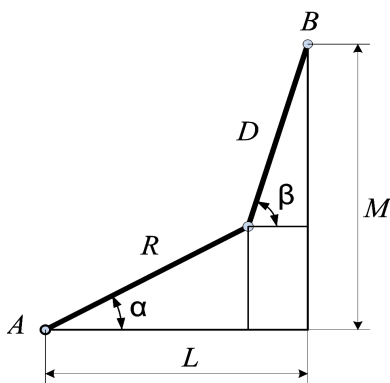


Рис. 19. Расчётная схема привода ДПС: R – рычаг, D – серьга, A – ось вращения датчика, B – точка закрепления серьги на штоке сервомотора, β – вспомогательный угол

Разработана и реализована методика исследования рычажного привода ДПС на линейность. Найдена оптимальная конфигурация рычажного привода, сочетающая его компактность и линейность передачи прямолинейного движения поршня сервомотора в поворотное движение вала энкодера (нелинейность не превышает 0,44 % от величины хода сервомотора) при угле поворота вала датчика 90° (рис. 20, 21).

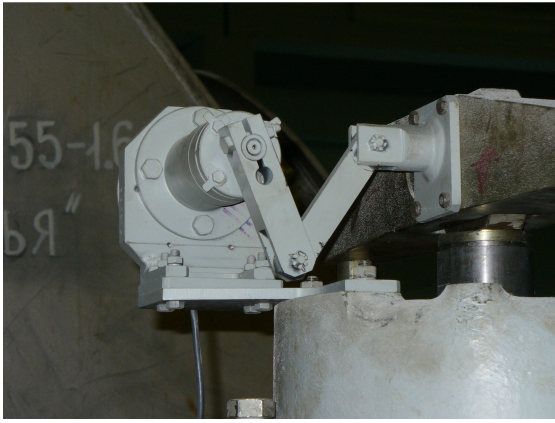


Рис. 22. Установка ДПС сервомотора регулирующего клапана ЧВД турбины Т-35/55-1,6 УТЗ. Все элементы привода ДПС и сервомотор - в нижнем положении (клапан закрыт).

Результаты исследования рычажного привода ДПС могут быть использованы в любых конструкциях с рычажной кинематической схемой, когда имеется необходимость наиболее точного преобразования линейного движения во вращательное и наоборот.

В седьмой главе представлены результаты апробации новых научных результатов и технических решений в

серийном производстве паровых турбин УТЗ и при модернизации систем регулирования и защиты, **общим результатом которой явилась разработка и внедрение серийной электрогидравлической системы регулирования и защиты (ЭГСРиЗ)** в конструкции турбин ЗАО «Уральский турбинный завод», заменившей ранее применявшуюся более 50 лет гидродинамическую САРиЗ.

Обосновано решение о применении схемы ЭГСРиЗ с ЭПП, управляющими отсечными золотниками сервомоторов. В качестве примера на рис. 23 приведена типовая схема ЭГСРиЗ турбины типа Т-110/120-130.

ЭЧСРиЗ реализует основные автоматические регуляторы: частоты вращения со степенью неравномерности $4,5 \pm 0,5\%$ (или принципиально любой другой при необходимости) и степенью нечувствительности $\leq 0,02\%$, активной электрической мощности с частотной коррекцией, давления пара перед турбиной («до себя»), давления пара в регулируемых отборах пара или температуры (нагрева) сетевой воды, температуры подпиточной воды и др.

В ЭЧСРиЗ реализуются защиты турбины с логикой «2 из 3»: от разгона и от недопустимого повышения давления пара в регулируемых отборах, а также приём и обработку сигналов электрических защит генератора, технологических защит турбоустановки, а также сигналов АСУ ТП и противоаварийной автоматики энергосистемы.

В ЭЧСРиЗ включены предохранительные регуляторы для обеспечения

безопасной эксплуатации турбины и защиты от неправильных действий оперативного персонала.

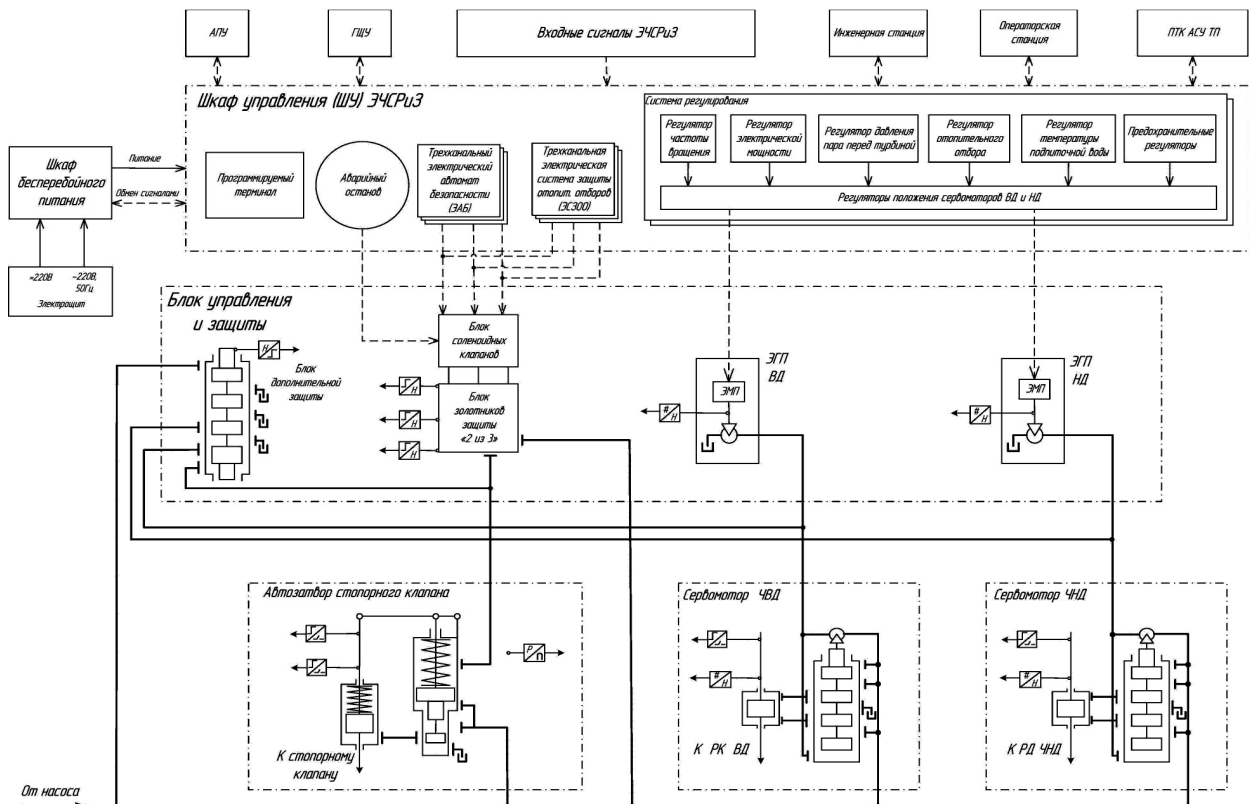


Рис. 23. Схема объединённая ЭГСРиЗ турбины типа Т-110/120-130

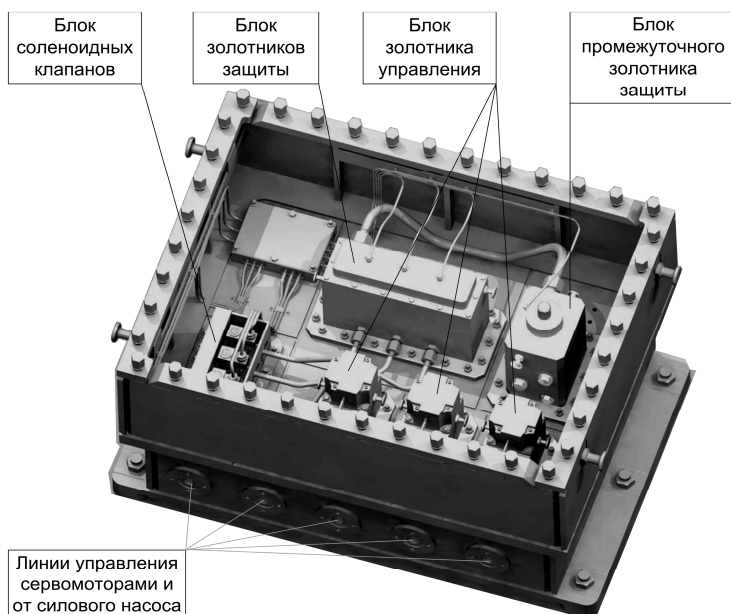


Рис. 24. Блок управления и защиты серийной ЭГСРиЗ УТЗ со снятой крышкой

Все электрогидравлические преобразователи ЭГСРиЗ установлены в отдельно стоящем блоке управления и защиты (БУЗ, рис. 24), что позволяет выполнить его сборку и наладку в условиях завода и предельно сокращает время на монтаж и наладку на электростанции.

Автором разработаны базовые алгоритмы работы ЭЧСРиЗ, согласно которым, начиная с 2007 года, предприятие ООО «НПФ Ракурс» (г. Санкт-

Петербург) проектирует и поставяет комплект ЭЧСРиЗ для турбин УТЗ.

В восьмой главе представлены результаты реализации в промышленности основных исследований, выполненных в рамках настоящей работы. Разработанные и уточнённые расчётные методики реализованы и используются при проектировании новых и реконструкции паровых турбин, находящихся в эксплуатации. Разработана серийная ЭЧСРиЗ паровой турбины, которая реализована на более чем 50 турбинах различных заводов-изготовителей, работающих на более чем 40 электростанциях России и стран СНГ.

В заключении сформулированы следующие основные выводы по работе:

1. Разработаны математические модели контура ЧВ паровой турбины семейства Т-100-130 в гидродинамическом и электрогидравлическом исполнении. Выполнено исследование качества САР ЧВ. Определены области оптимальных параметров регулятора ЧВ, реализующего П-, ПИ- и ПД- законы регулирования, регулятора положения сервомотора регулирующих клапанов (позиционера) и электрогидравлического преобразователя (ЭГП).

2. Предложен и обоснован метод обобщения исследования контура ЧВ электрогидравлической системы регулирования паровых турбин с различными динамическими характеристиками роторов турбоагрегатов. На основании предложенного метода выполнены исследования обобщённой математической модели и получены диапазоны значений параметров СР ЧВ для турбин с различными динамическими характеристиками и для различного качества системы (степени затухания колебаний).

3. Систематизированы и исследованы и различные структурные схемы системы защиты турбины. Показано, что система защиты должна быть выполнена по логической схеме, обеспечивающей контроль, испытание и надёжную защиту в процессе эксплуатации без останова турбоагрегата. Минимально возможная логическая схема, соответствующая представленным требованиям – «2 из 3». Проанализированы схемы защиты, работающие по проточной, отсечной схемам в золотниковом и беззолотниковом конструктивном исполнении.

4. Предложены и практически реализованы в проектах паровых турбин конструкции систем защиты, работающих по всем перечисленным видам структурных схем. Установлено, что наибольшей надёжностью и конструктивной простотой обладает система защиты, выполненная по отсечной схеме в беззолотниковом исполнении. Установлено, что для надёжной работы такой системы защиты недостаточно 3-х каналов и логической схемы «2 из 3». Доказано, что минимальное количество каналов беззолотниковой защиты составляет 4, и при отказе одного из каналов логическая схема «3 из 4» обеспечивает приемлемую надёжность защиты турбины. Практически оптимальной является логическая схема «4 из 5», она в настоящее время реализована при модернизации САР двух турбин (УТЗ, ЛМЗ).

5. Обоснована и разработана методика оценочного расчёта влияния тепловой энергии, содержащейся в конденсате регенеративных и сетевых подогревателей, позволяет сравнить влияния различных конструктивных устройств на возможное дополнительное повышение частоты вращения турбины после сброса нагрузки. Показано, что наиболее перспективным в этом направлении является установка обратных клапанов на сливе конденсата между паровым пространством подогревателя и конденсатосборником. Обосновано, что для обеспечения надёжности в этом случае необходима установка большого числа обратных клапанов малой площади.

6. Предложена уточнённая методика расчёта процессов образования вскипающего пара, учитывающая убыль воды и переменность параметров пара и воды в процессе снижения давления, позволяющая объективно снизить расчётное количество вскипающего пара. Предложена и детально разработана методика расчёта работы вскипающего пара, учитывающая переменность параметров воды и пара в процессе снижения давления. Показана возможность использования упрощённой методики, сводящей вычисление работы вскипающего пара к работе аналогичного сосредоточенного парового объёма, с использованием поправочного коэффициента, являющегося функцией начального и конечного давления в процессе истечения вскипающего пара. На

основе уточнённой методики выполнены расчёты повышения ЧВ вскипающим паром сетевых и регенеративных подогревателей турбины Т-110/120-130, подтверждающие эффективность принятых конструктивных решений по организации перегородок с воронками на сливе конденсата из корпуса сетевого подогревателя в его конденсатосборник.

7. Показано, что линейная кинематическая схема привода поворотной регулирующей диафрагмы не обеспечивает эффективного использования силовой характеристики гидравлического сервомотора в полном рабочем диапазоне положений кольца диафрагмы. Разработана математическая модель парового нагружения кольца ПРД в зависимости от степени открытия окон. Предложена концепция нелинейного привода ПРД и разработана расчётная методика определения его характеристик, позволяющая эффективно использовать силовую характеристику сервомотора ПРД во всём диапазоне открытия её окон. Показано, что применение нелинейного привода эффективно как при новом проектировании (уменьшение объёма сервомотора ПРД), так и при модернизации (реконструкции) привода – повышение запаса усилия в наиболее нагруженном состоянии ПРД.

8. Разработана математическая модель рычажного привода ДПС на основе поворотного электрического энкодера. Предложена, разработана и реализована методика исследования рычажного привода ДПС на линейность. Выполнено исследование и найдена оптимальная конфигурация рычажного привода, сочетающая компактность и линейность передачи прямолинейного движения поршня сервомотора в поворотное движение вала энкодера (нелинейность не превышает 0,44 % от величины хода сервомотора) при угле поворота вала датчика $\sim 90^\circ$.

С использованием уточненных и разработанных автором в рамках настоящей работы методик исследования и расчета модернизированы, разработаны новые серийные конструкции, изготовлены, поставлены и функционируют на ряде ТЭС около 50 электрогидравлических систем регулирования и защиты паровых турбин различного типа. Предприятие-изготовитель паровых теплофикационных турбин

– ЗАО «Уральский турбинный завод» полностью перешло на комплектацию вновь изготавливаемых и модернизируемых турбин ЭГСРиЗ, разработанных под руководством автора. Диссертационная работа состоит из введения, восьми глав, заключения и списка использованных источников.

Основные положения диссертации отражены в следующих публикациях автора:

Монографии:

1. **Новоселов, В.Б.** Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода: монография / Г.Д. Баринберг, Ю.М. Бродов, А.А. Гольдберг, Л.С. Иоффе, В.В. Кортенко, **В.Б. Новосёлов**, Ю.А. Сахнин; под общ. ред. проф., д-ра техн. наук Ю.М. Бродова и к.т.н. В.В. Кортенко. Екатеринбург: Априо, 2007. 460 с. (28,7 п.л. / 6,0 п.л.).

2. **Новоселов, В.Б.** Паровые турбины и турбоустановки Уральского турбинного завода: монография / Г.Д. Баринберг, Ю.М. Бродов, А.А. Гольдберг, Л.С. Иоффе, В.В. Кортенко, **В.Б. Новосёлов**, Ю.А. Сахнин; под общ. ред. проф., д-ра техн. наук Ю.М. Бродова и к.т.н. В.В. Кортенко; 2-е изд. перераб. и дополн. Екатеринбург: Априо, 2010. 488 с. (28,7 п.л. / 6,0 п.л.).

Статьи, опубликованные в рецензируемых научных журналах и изданиях, определенных ВАК:

3. **Новоселов, В.Б.** О защите камер регулируемых отборов турбины от повышения давления / А.В. Рабинович, С.Н. Иванов, **В.Б. Новосёлов** // «Теплоэнергетика». 1981. № 6. С. 40-43. (0,25 п.л. / 0,1 п.л.).

4. **Новоселов, В.Б.** Реакция паровой турбины в аварийных режимах энергосистемы / А.В. Рабинович, С.Н. Иванов, **В.Б. Новосёлов** // Тяжёлое машиностроение. 1992. №9. С.19-22. (0,25 п.л. / 0,1 п.л.).

5. **Новосёлов, В.Б.** О защите теплофикационной турбины от обратных потоков пара из сетевых подогревателей при сбросе электрической нагрузки / **В.Б. Новосёлов** // Тяжёлое машиностроение. 1998. № 9. С. 46-49. (0,25 п.л. / 0,25 п.л.).

6. **Новосёлов, В.Б.** Опыт внедрения, отработка и совершенствование

гидравлической системы защиты отопительных отборов паровой турбины от повышения давления / **В.Б. Новосёлов**, В.Н. Плахтий // Тяжёлое машиностроение. 1999. № 7. С. 2-6. (0,31 п.л. / 0,25 п.л.).

7. **Новосёлов, В.Б.** Повышение эффективности работы приводов поворотных регулирующих диафрагм турбин с отборами пара / **В.Б. Новосёлов** // Тяжёлое машиностроение. 2002. № 2. С. 14-15. (0,125 п.л. / 0,125 п.л.).

8. **Новоселов, В.Б.** Теплофикационная паровая турбина Т-53/67-8,0 для ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3 / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.А. Гольдберг, А.А. Ивановский, **В.Б. Новосёлов**, В.Н. Плахтий, Ю.А. Сахнин // Теплоэнергетика. 2008. № 8. С. 13-24. (0,625 п.л. / 0,1 п.л.).

9. **Новоселов, В.Б.** Теплофикационная паровая турбина Т-53/67-8,0 для ПГУ-230 Минской ТЭЦ-3 / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.А. Гольдберг, А.А. Ивановский, **В.Б. Новосёлов**, В.Н. Плахтий, Ю.А. Сахнин // Тяжелое машиностроение. 2008. № 9. С. 11-19. (0,56 п.л. / 0,09 п.л.).

10. **Новосёлов, В.Б.** Исследование и оптимизация параметров электрогидравлической системы регулирования паровой турбины / **В.Б. Новосёлов** // Теплоэнергетика. 2009. № 4. С. 32-37. (0,38 п.л. / 0,38 п.л.).

11. **Новоселов, В.Б.** Теплофикационная паровая турбина Т-113/145-12,8 для ПГУ-410 Краснодарской ТЭЦ / Г.Д. Баринберг, А.Е. Валамин, А.А. Гольдберг, А.А. Ивановский, А.Ю. Култышев, **В.Б. Новосёлов**, Х.К. Панэке Агилера, Ю.А. Сахнин // Теплоэнергетика. 2009. № 9. С. 15-23. (0,56 п.л. / 0,09 п.л.).

12. **Новоселов, В.Б.** Модернизация турбины Т-110/120-130 / А.Е. Валамин, Ю.А. Сахнин, А.А. Ивановский, **В.Б. Новосёлов** // Теплоэнергетика. 2009. № 9. С. 30-34. (0,31 п.л. / 0,08 п.л.).

13. **Новосёлов, В.Б.** Исследование и оптимизация пропорционально-дифференциального регулятора частоты вращения паровой турбины / **В.Б. Новосёлов** // Теплоэнергетика. 2009. № 9. С. 46-49. (0,25 п.л. / 0,25 п.л.).

14. **Новосёлов, В.Б.** Современная система противоразгонной защиты паровых турбин ЗАО УТЗ / **В.Б. Новосёлов, М.В. Шехтер** // Теплоэнергетика. 2011. № 1. С. 21-24. (0,25 п.л. / 0,2 п.л.).
15. **Новосёлов, В.Б.** Применение энкодеров для измерения положения сервомоторов в электрогидравлических системах автоматического регулирования паровых турбин ЗАО УТЗ / **В.Б. Новосёлов** // Теплоэнергетика. 2011. № 1. С. 25-28. (0,25 п.л. / 0,25 п.л.).
16. **Новоселов, В.Б.** О влиянии объёмов пара и воды в регенеративных и сетевых подогревателях паровых турбин на работу турбины при сбросе нагрузки / М.С. Фрагин, **В.Б. Новосёлов** // Электрические станции. 2011. № 2. С. 24-31. (0,5 п.л. / 0,25 п.л.).
17. **Новосёлов, В.Б.** Уточнение расчётной методики для оценки влияния вскипающего пара подогревателей паровой турбины на повышение частоты вращения ротора при сбросе электрической нагрузки / **В.Б. Новосёлов, М.В. Шехтер** // Теплоэнергетика. 2012, № 12. С. 45-49. (0,31 п.л. / 0,25 п.л.).
18. **Новосёлов, В.Б.** О диагностике системы регулирования и защиты паровой турбины на современном этапе / **В.Б. Новосёлов, Б.Е. Мурманский, В.В. Лебедев** // Тяжёлое машиностроение. 2012. № 2. С. 69-74. (0,38 п.л. / 0,16 п.л.).
19. **Новоселов, В.Б.** Разработка системы мониторинга технического состояния оборудования теплофикационной паротурбинной установки / К.Э. Аронсон, Ю.М. Бродов, **В.Б. Новосёлов** // Теплоэнергетика. 2012. № 12. С. 65-68. (0, 25 п.л. / 0,05 п.л.).
20. **Новосёлов, В.Б.** Расчёт нелинейного привода регулирующей диафрагмы и опыт его применения в паровых турбинах ЗАО УТЗ / **В.Б. Новосёлов** // Тяжёлое машиностроение. 2012. № 2. С. 15-20. (0,38 п.л. / 0,38 п.л.).
21. **Новосёлов, В.Б.** Обобщение исследования регулятора частоты вращения электрогидравлической системы регулирования паровой турбины /

В.Б. Новосёлов // Тяжёлое машиностроение. 2012. № 4. С. 18-26. (0,56 п.л. / 0,56 п.л.).

22. **Новоселов, В.Б.** Паровые турбины для парогазовых установок мощностью 90 ... 900 МВт / А.Е. Валамин, А.Ю. Култышев, **В.Б. Новосёлов**, Ю.А. Сахнин, В.Н. Билан, М.Ю. Степанов, Е.Н. Поляева // Тяжёлое машиностроение. 2012. № 2. С. 4-7. (0,25 п.л. / 0,05 п.л.).

23. **Новоселов, В.Б.** Реконструкция деталей и узлов теплофикационных паровых турбин для повышения их надёжности / Б.Е. Мурманский, Ю.М. Бродов, А.Ю. Сосновский, Ю.А. Сахнин, **В.Б. Новосёлов** // Теплоэнергетика. 2012. № 12. С. 50-55. (0,38 п.л. / 0,06 п.л.).

Другие публикации:

24. **Новоселов, В.Б.** Регулирование и автоматизация паровых турбин и газотурбинных установок: учебное пособие для вузов / В.А. Леснов, **В.Б. Новосёлов**, В.М. Марковский, В.М. Гладченко; под общ. ред. В.Б. Новосёлова. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2003. 344 с. (21,5 п.л. / 10,0 п.л.).

25. **Новоселов, В.Б.** Регулирование и автоматизация паровых турбин и газотурбинных установок: учебное пособие для вузов / В.А. Леснов, **В.Б. Новосёлов**, В.М. Марковский, В.М. Гладченко; под общ. ред. В.Б. Новосёлова. Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2009. 344 с. (21,5 п.л. / 10,0 п.л.).

26. **Новоселов, В.Б.** О привлечении теплофикационных турбин к аварийному регулированию частоты сети / А.В. Рабинович, С.Н. Иванов, Е.В. Осипенко, **В.Б. Новосёлов**, Р.С. Фасхутдинов // Повышение надёжности и совершенствование режимов работы паровых и газовых турбин: Межвузовский сборник научных трудов. Свердловск: УПИ им. С.М. Кирова, 1988. С. 121–127. (0,44 п.л. / 0,3 п.л.).

27. **Новоселов, В.Б.** Перспективные направления модернизации систем регулирования паровых теплофикационных турбин ОАО «Турбомоторный завод» / **В.Б. Новосёлов**, В.Н. Плахтий, Г.С. Триголос // Совершенствование теплотехнического оборудования ТЭС, внедрение систем сервисного обслуживания, диагностирования и ремонта: Материалы второй

всероссийской научно-практической конференции. Екатеринбург: УГТУ, 1999. С. 65–69. (0,31 п.л. / 0,2 п.л.).

28. **Новоселов, В.Б.** О возможности оптимизации работы теплофикационных паровых турбин ТМЗ по сигналам противоаварийной автоматики энергосистемы / **В.Б. Новосёлов** // Совершенствование турбин и турбинного оборудования: Региональный сборник научных статей. Екатеринбург: УГТУ, 2000. С. 104 – 111. (0,5 п.л. / 0,5 п.л.).

29. **Новоселов, В.Б.** Электрогидравлические системы регулирования и защиты паровых турбин ЗАО «Уральский турбинный завод» / **В.Б. Новосёлов**, М.В. Шехтер // Материалы выставки «Russia Power, 14-16 March 2006, Exrocenr, Moscow, Russia». – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).

30. **Новоселов, В.Б.** Электрогидравлическая система регулирования и защиты паровых турбин ЗАО «Уральский турбинный завод» / **В.Б. Новосёлов** // Совершенствование теплотехнического оборудования, реконструкции ТЭС, внедрение систем сервиса, диагностирования и ремонта: Материалы пятой международной научно-практической конференции. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2008. С. 67–78. (0,63 п.л. / 0,63 п.л.).

Авторские свидетельства и патенты:

31. Патент № 1100413 РФ, МКИ³ F01D17/26. Система регулирования паровой турбины/ А.В.Рабинович, С.Н.Иванов, В.Д.Ивашов, **В.Б.Новосёлов** // Бюллетень изобретений. -1984. № 24.

32. А.с. №1100484 СССР, МКИ³ F28B11/00. Устройство для ограничения обратного потока пара в турбину из конденсатосборника теплообменника / С.Н. Иванов, В.В. Лебедев, А.М. Лещинский, П.А. Зубов, **В.Б. Новосёлов** // Бюллетень изобретений. - 1984. - № 24.

33. А.с. №1416718 СССР, МКИ³ F01D17/20. Система регулирования теплофикационной турбины / С.Н. Иванов, А..В. Рабинович, Г.Д. Баринберг, Е.И. Бененсон, Е.В. Осипенко, **В.Б. Новосёлов**, Э.И. Тажиев // Бюллетень изобретений. - 1988. - № 30.

34. А.с. №1513161 СССР, МКИ³ F01D21/14. Сервомотор для привода

клапанов паровой турбины / **В.Б. Новосёлов** // Бюллетень изобретений. - 1989. № 37.

35. Свидетельство на полезную модель № 11833. Теплофикационная паротурбинная установка / Эфрос Е.И., Симою Л.Л., Гуторов В.Ф., Баринберг Г.Д., Кортенко В.В., Шемпелев А.Г., Плахтий В.Н., **Новосёлов В.Б.** // Бюллетень изобретений. 1999. № 11.

36. Патент РФ на изобретение № 2194866. Система управления отбором пара паровой турбины / **Новосёлов В.Б.**, Баринберг Г.Д., Кортенко В.В. // Бюллетень изобретений. 2002. № 35.

37. Патент РФ на изобретение № 2204724. Способ регулирования температуры сетевой воды теплофикационной турбоустановки / Баринберг Г.Д., Кортенко В.В., Коган П.В., **Новосёлов В.Б.** // Бюллетень изобретений. 2003. № 14.

38. Патент РФ на изобретение № 2003104005. Электрогидравлическая система регулирования и парораспределения паровой турбины / Иванов С.Н., Осипенко Е.В., **Новосёлов В.Б.** // Бюллетень изобретений. 2004. № 14.

39. Патент РФ на изобретение № 2272153. Система защиты турбоагрегата / **Новосёлов В.Б.**, Вдовилов К.В. // Бюллетень изобретений. 2006. № 8(III).

40. Патент РФ на изобретение № 2429352. Способ эксплуатации теплофикационной турбоустановки с промежуточным перегревом пара / Баринберг Г.Д., Валамин А.Е., Култышев А.Ю., **Новоселов В.Б.** / Бюллетень изобретений. 2011. № 26.

41. Патент РФ на изобретение № 2431046. Трёхканальная система защиты турбоагрегата / **Новосёлов В.Б.** // Бюллетень изобретений. 2011. № 28.

42. Патент РФ на изобретение № 2477801. Многоканальная система защиты турбоагрегата / **Новосёлов В.Б.** // Бюллетень изобретений. 2013. № 8.

ОСНОВНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

ЛМЗ – Ленинградский механический завод, КТЗ – Калужский турбинный завод, ТА – ОАО «Турбоатом», П – пропорциональный, И – интегральный, Д – дифференциальный, T – постоянная времени, ζ – степень затухания, k – коэффициент, показатель адиабаты; p – давление, комплексная переменная, n – количество каналов защиты, D – количество, V – объём, v – удельный объём, i – энтальпия, r – скрытая теплота парообразования, η – КПД, L – работа, Δ – приращение; A, Z – коэффициенты, H – теплоперепад, F – площадь, t – время, C – константа, β – степень открытия, R – плечо рычага; φ, α, β – углы, α – коэффициент расхода; D, L, M, R – абсолютные параметры рычажного привода датчика положения.

Относительные величины: φ – частота вращения, μ – положение, ρ – мощность, τ – относительная постоянная времени; $\alpha, \mu, \delta, \rho$ – относительные параметры рычажного привода датчика положения.

Индексы: зд – заданный, р – регулятор, дросселирование, у – управление, оз – отсечной золотник, с – сервомотор, т – турбина, г – генератор, по – паровые объёмы, э – ЭГП, рс – регулятор положения сервомотора, рф – регулятор ЧВ, и – интегральный, d – дифференциальный, н – насос, нижний, лз – линия защиты, р – пар, рw – вскипающий пар, w – конденсат, n – номинальный, частота вращения, oi – внутренний относительный, п – полный, f – холостой ход, st – вскипающий пар, h – камера отбора, к – конденсатор, у – усиление, к – кольцо, о – открытый, з – закрытый, max – максимальный, min – минимальный, * – измеритель (датчик).

Подписано в печать _____ Формат 60x84 1/16. Бумага писчая. Плоская печать.
Усл. печ. л. – 2,5 п.л. Уч.-изд. л. ____ Тираж 100 экз. Заказ № _____

Ризография НИЧ УрФУ

620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19